

Vysoká škola báňská-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

342 Institut dopravy

Úprava zvedacího zařízení trubek vrtné soupravy LOC400

Modifying of Pipe Lifting Device of LOC400 Drilling Rigs

Student:

Bc. David Žurovec

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Jan Nečas, Ph.D.

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. David Žurovec**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem
Téma: **Úprava zvedacího zařízení trubek vrtné soupravy LOC400**
Modifying of Pipe Lifting Device of LOC400 Drilling Rigs

Zásady pro vypracování:

1. Pro vrtnou soupravu Huisman LOC 400 navrhnete úpravu stávajícího hydraulicky poháněného zvedacího zařízení trubek.

Požadované parametry jsou:

- délka trubky 19000mm

- hmotnost zvedané trubky: 3t

2. Zpracujte návrh optimalizace uchopovacího zařízení trubek "gripper beam", včetně potřebných výpočtů pro ověření správnosti navrhovaného řešení,

3. Zpracujte rozbor svěrky "grippers" a navrhnete vhodný pohon,

4. Zpracujte výrobní dokumentaci klíčového uzlu nového řešení, podloženou podrobnější výpočtovou analýzou,

5. V projektu zahrňte integraci nového řešení uchopovacího zařízení do stávající koncepce vrtné soupravy.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] Polák, J. Bailotti, K. Pavliska, J. Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X
- [2] Cvekl, Z. Dražan, F.: Teoretické základy transportních zařízení, Praha: SNTL Praha, 1976
- [3] Dražan, F., Kupka, L.: Transportní zařízení. Praha: SNTL/SVTL Praha 1966.
- [4] Polák, J., Pavliska J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: VŠB-TU Ostrava 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [5] Pešat, Z.: Manipulace s materiálem v hutích I. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1992, ISBN 80-7078-107-6
- [6] Prospekty, firemní materiály

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jan Nečas, Ph.D.**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012

doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry

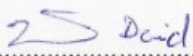


prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě18.5.2012.....

..........
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 18.5.2012


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. David Žurovec

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Fryčovice 640

739 45 Fryčovice

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŽUROVEC, D. *Úprava zvedacího zařízení trubek vrtné soupravy LOC400 : diplomová práce.* Ostrava : VŠB – TU Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2012, 76s. Vedoucí práce: Nečas, J.

V diplomové práci je v první části nastíněn návrh na úpravu stávajícího hydraulicky poháněného zvedacího zařízení trubek vrtné soupravy Huisman LOC400. Úprava zařízení je provedena pro změněné parametry zvedaných trubek. Druhá část práce je zaměřena na úpravu uchopovacího zařízení trubek „gripper beam“ pro změněné parametry trubek. V používané konstrukci při provozu vznikají problémy, které se pomocí konstrukčních změn podařilo odstranit. V obsahu diplomové práce jsou také uvedeny obecně používané systémy uchopování a manipulace s trubkami. Následně je uveden základní popis celku vrtné soupravy Huisman LOC400 a upravované části vrtné soupravy. Dále je proveden konstrukční návrh uchopovacího zařízení, který je podroben pevnostní analýze. V příloze je vytvořena výkresová dokumentace vybraných částí.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

ŽUROVEC, D. *Modifying of Pipe Lifting Device of LOC400 Drilling Rigs : Thesis.* Ostrava : VŠB – TU of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of transport, 2012, 76s. Thesis head: Nečas, J.

In the thesis is in the first section of the outlined proposal for adjustment of the existing hydraulically powered modifying of pipe lifting device of Huisman LOC400 drilling rigs. The adjustment of the device is made for modified the parameters of lifting pipes. The second section of the work is focused on the adjustment of the device gripper tubes „gripper beam" for modified the parameters of the pipes. In used construction arise problems, which was used new design delete. In the content of the thesis also listed the commonly used systems gripper and handling of pipes. Subsequently is listed the basic description of the whole drilling rigs Huisman LOC400 and adjustment part of drilling rigs. It is further made out design gripper device that is placed under the strength analysis. In the supplement is made the drawing of the selected part.

Obsah

1	Úvod.....	10
2	Používané systémy vrtných zařízení, uchopování a manipulace s trubkami.....	11
2.1	Obecně používané systémy vrtných zařízení.....	11
2.2	Konstrukční řešení uchopování a manipulaci s trubkami.....	13
3	Popis stávající vrtné věže Huisman LOC400	17
3.1	Podrobnější popis upravované části vrtné věže LOC400-„pipehadler“	19
3.2	Navrhované řešení zvedacího zařízení trubek pro změněné parametry	20
3.2.1	Prodloužené hlavní rameno se zanecháním původního principu.....	21
3.2.2	Prosté zvedání s pevným uchopovacím členem	22
3.2.3	Prosté zvedání s posuvným uchopovacím zařízením	23
3.2.4	Systém s otočným hlavním ramenem	24
4	Návrh optimalizace uchopovacího zařízení trubek „ gripper beam“	25
4.1	Specifikace vrtných trubek pro zvedání.....	26
4.2	Požadavky pro návrh optimalizace uchopovacího zařízení.....	27
4.3	Popis stavby a funkce uchopovacího zařízení trubek	28
4.4	Varianty navržených řešení	29
5	Pevnostní analýza zvolené navržené konstrukce	32
5.1	Specifikace zatížení	32
5.2	Vyšetřování stavu 1: Horizontální poloha	33
5.3	Vyšetřování stavu 2: Pootočení o 30°	40
5.4	Vyšetřování stavu 3: Pootočení o 45°	43
5.5	Vyšetřování stavu 4: Pootočení o 60°	46
5.6	Vyšetřování stavu 5: Vertikální poloha	49
6	Pevnostní kontrola spojovacích částí.....	52
6.1	Kontrola čepu spojující Svařenec1 a Svařenec2.....	52
6.1.1	Silový rozbor horizontální polohy	52
6.1.2	Silový rozbor vertikální polohy	54
6.2	Rozbor svěrky a kontrola uchycení trubky	57
6.2.1	Vyšetření stavu sevření pro $D_{max}=340mm$	57
6.2.2	Vyšetření stavu sevření pro $D_{min}=60mm$	61
6.3	Návrh pohonu svěrky.....	65
6.4	Kontrola čepů nesoucí svěrky „grippers“	69
6.5	Kontrola vybraného svarového spojení	71
7	Závěr	73
8	Seznam použité literatury	75
9	Seznam příloh	76

Seznam použitých značek a symbolů

$D_{\text{ČS}}$	Průměr čepu svěrky	[m]
D_{max}	Maximální průměr vrtné trubky	[m]
D_{min}	Minimální průměr vrtné trubky	[m]
D_v	Vnitřní průměr hydraulického válce	[m]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
E_{ef}	Efektivní modul pružnosti	[MPa]
E_{oc}	Modul pružnosti v tahu pro ocel	[MPa]
E_p	Modul pružnosti v tahu pro pryž	[MPa]
F	Síla působící v těžišti celé konstrukce	[N]
F_1	Síla vycházející z hmotnosti hlavní konstrukce	[N]
F_2	Síla zatěžující čepy spojující S1 a S2	[N]
F_{HV}	Síla hydraulického válce	[N]
F_N	Přítlačná síla	[N]
F_{NI}	Složka síly F_N	[N]
F_{NII}	Složka síly F_N	[N]
F_{NIII}	Složka síly F_N	[N]
F_R	Síla zatěžující jednu dosedací nohu	[N]
F_S	Síla vycházející z hmotnosti svěrky	[N]
F_T	Síla vycházející z hmotnosti vrtné trubky	[N]
F_{T1}	Třecí síla pro jednu svěrku	[N]
F_{Tmax}	Třecí síla	[N]
F_x	Složka síly F ve směru x	[N]
F_y	Složka síly F ve směru y	[N]
G	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
L_k	Kontaktní délka	[m]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
M_{omax}	Maximální ohybový moment	[Nm]
R_{2Ax}	Reakce v bodě A ve směru x	[N]
R_{2Ay}	Reakce v bodě A ve směru y	[N]
R_{2B}	Reakce v bodě B	[N]
R_{2Bx}	Reakce v bodě A ve směru x	[N]
R_{2By}	Reakce v bodě B ve směru y	[N]

$R_{\check{C}C}$	Reakce v místě C	[N]
$R_{\check{C}D}$	Reakce v místě D	[N]
R_{ef}	Efektivní kontaktní poloměr	[m]
R_e	Mez kluzu daného materiálu	[MPa]
R_{Gy}	Reakce v místě čepu svěrky ve směru y	[N]
R_H	Celková reakce v místě hlavního čepu	[N]
R_{Hx}	Reakce v místě hlavního čepu ve směru x	[N]
R_{Hy}	Reakce v místě hlavního čepu ve směru y	[N]
R_{Ky}	Reakce v místě uložení čepu ve směru y	[N]
R_{max}	Poloměr vtlačovaného potrubí	[m]
R_{min}	Poloměr vtlačovaného potrubí	[m]
R_m	Mez pevnosti v tahu daného materiálu	[MPa]
R_{Oy}	Reakce v místě uložení čepu ve směru y	[N]
R_p	Poloměr pryžového elementu	[m]
R_T	Celková reakce v místě čepu podpěry	[N]
R_{Tx}	Reakce v místě čepu podpěry ve směru x	[N]
R_{Ty}	Reakce v místě čepu podpěry ve směru y	[N]
S	Plocha průřezu	[m ²]
S_{Dv}	Plocha čela pístu	[m ²]
W_o	Průřezový modul v ohybu	[mm ³]
$W_{o\check{C}}$	Průřezový modul v ohybu čepu	[m ³]
a	Šířka vtisku do kontaktního elementu	[m]
$d_{\check{C}}$	Průměr čepu mezi S1 a S2	[m]
f_{O-P}	Koeficient tření ocel-pryž	[-]
g	Gravitační zrychlení	[m/s ²]
k	Součinitel bezpečnosti	[-]
k_4	Součinitel svarového spoje	[-]
l_1	Tloušťka pryžového elementu	[m]
l_2	Délka ramene	[m]
l_3	Délka ramene	[m]
l_e	Délka jednoho přitlačného elementu	[m]
m_1	Hmotnost hlavní konstrukce	[kg]
m_2	Hmotnost působící na čep spojující S1 a S2	[kg]
m_{max}	Maximální hmotnost vrtné trubky	[kg]
m_{min}	Minimální hmotnost vrtné trubky	[kg]

m_{S1}	Hmotnost Svařence1	[kg]
m_{S2}	Hmotnost Svařence2	[kg]
$m_{SČ}$	Hmotnost spojovacích částí a vybavení	[kg]
m_S	Hmotnost svěrky	[kg]
m_T	Hmotnost vrtné trubky(max.)	[kg]
n	Počet přítlačných elementů	[-]
p	Tlak přivedený do hydraulického válce	[MPa]
p_{max}	Maximální kontaktní tlak	[MPa]
p_p	Průměrný kontaktní tlak pryžového elementu	[MPa]
α	Úhel sevření od poměrné deformace	[°]
Δl	Velikost deformace	[m]
ε_p	Průměrné stlačení pryžového elementu	[%]
μ	Poissonovo číslo	[-]
μ_{oc}	Poissonovo číslo pro ocel	[-]
μ_p	Poissonovo číslo pro pryž	[-]
ρ	Hustota	[kg/m ³]
σ_{Do}	Dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{Dt}	Dovolené napětí v tahu	[MPa]
σ_o	Ohybové napětí	[MPa]
σ_{red}	Redukované napětí	[MPa]
τ_{II}	Smykové napětí svaru	[MPa]

1 Úvod

Diplomovou práci s názvem „Úprava zvedacího zařízení trubek vrtné soupravy LOC400“ vypracovávám ve spolupráci s firmou Huisman konstrukce s.r.o.. V této diplomové práci je mým úkolem navrhnout změnu v řešení stávajícího hydraulicky poháněného zvedacího zařízení trubek („pipehandler“) pro změněné parametry zvedaných trubek, kterými jsou:

Stávající parametry trubek:

- délka trubky 14300mm
- hmotnost zvedané trubky 3000kg

Změněné parametry trubek:

- délka trubky 19000mm
- hmotnost zvedané trubky 3000kg

Trubky jsou přemísťovány téměř z úrovně země, kde je trubka v poloze horizontální, do místa v konstrukci vrtné věže, kde je připraveno zařízení pro samotné vrtání. Zde je trubka v poloze vertikální. Celé zařízení („pipehandler“) musí být vytvořeno tak, aby pracovalo s minimálním zásahem obsluhy. Zařízení pracuje jak pro vkládání trubek, tak i pro jejich následný odběr. Veškeré provedené změny musí být provedeny s ohledem na zpětnou integraci do stávající konstrukce vrtné soupravy HuismanLOC400 a také na rozměry odpovídající standardním ISO kontejnerům.

Další důraz je kladen na bezpečnost a spolehlivost celého provozu. Dále je pak nutné brát ohled na hmotnost zařízení a na jeho produktivitu. Všechny tyto vlastnosti musí být v průběhu návrhu zvedacího zařízení zohledněny.

2 Používané systémy vrtných zařízení, uchopování a manipulace s trubkami

Dřív než se začnu zabývat konkrétním zvedacím zařízením trubek, což je podstatou této diplomové práce, se podívám více zeširoka a uvedu nejprve obecně používané systémy vrtných věží. Uvedu i řešení, které je v podstatě vzdálené od vrtné věže Huisman LOC400, ale i u těchto mechanismů je možno objevit inspiraci k řešení. Poté přejdu na rozbor obecně používaných mechanismů uchopování a manipulaci s trubkami. Provedu rozbor každé varianty a pokusím se najít vhodné řešení pro mé zadání.

2.1 Obecně používané systémy vrtných zařízení

Nejpoužívanějšími a nejlevnějším způsobem hloubkového vrtání je pomocí vrtných věží umístěných na mobilních podvozcích. Tyto zařízení jsou vhodná pro vrtání studní, vrtů pro tepelná čerpadla apod., ale nikoli pro těžbu nejruznějších surovin. Tyto zařízení jsou schopna vrtat do hloubky přibližně 500m. Hlavní výhodou je rychlé přemístění i v hůře dostupném prostředí. Pro těžbu ropy, zemního plynu apod. se používají mnohem složitější a rozměrově mnohem větší konstrukce. Tyto zařízení jsou schopny vrtat do hloubky až 6000m. Hlavní nevýhodou těchto konstrukcí je zdlouhavé rozložení a přemístění na jiné místo. Tyto vrtné věže je vhodné stavět tam, kde je předpoklad dlouhodobé těžby velkého ložiska určité suroviny.

Vrtné soupravy [14]

Vrtné soupravy jsou svou konstrukcí mnohonásobně složitější než mobilní vrtné věže. Vrtné soupravy jsou používány pro těžbu nerostných surovin, jako jsou ropa, zemní plyn apod.. Jako vrtací způsob se často používá nárazové vrtání. Vrtným nářadím je v tomto případě dláto upevněné na vrtném soutyčí, které tvoří ocelové trubky spojované závity. Délka vrtného soutyčí se vždy rovná hloubce vrtu. Vlastní vrtání probíhá tak, že se vrtné soutyčí s dlátem nadzvedne a prudce spustí na dno vrtu. Dláto přitom "odloupne" svým ostrím kus horniny. Před dalším nárazem se soutyčí i s dlátem pootočí, takže dopadá na jiné místo dna vrtu.

Při otáčivém (rotačním) vrtání se místo dláta používají tzv. vrtné korunky, většinou osázené průmyslovými diamanty, aby měly co největší tvrdost. Vrtný stroj otáčí soutyčím s korunkou a ta horninu na dně vrtu obrousí a rozmělní. Vrtat můžeme buď za sucha, nebo s tzv. výplachem. Výplach je kapalina o vysoké hustotě, která chladí vrtný nástroj a také brání zavalení dosud nezapažených částí vrtu. Do vrtu se z povrchu vhání a zase odčerpává. Tímto způsobem se odstraňuje ze dna vrtu rozdrčená hornina a vrt se tak plynule čistí. U vrtání za sucha se drť musí vynášet vzhůru zvláštní válcovou nádobou s odklápěcím dnem.

A. Vrtná souprava Bentec 350 AC [7]

- Vybavena nejmodernějšími technologiemi
- Maximální hladina hluku je 80 dBA ve vzdálenosti 1 metr a pouhých 50dBA ve vzdálenosti 300 metrů od soupravy
- Realizuje vrty do hloubky 4,5 až 5 kilometrů
- Souprava je vybavena „skidding systémem“ a transformátorem pro alternativní napájení z veřejné elektrické sítě.



Obr. 2.1 Vrtná souprava Bentec 350 AC [7]

B. Vrtná plošina Statfjord umístěná na moři [8]

Vrtná plošina Statfjord je instalována v norském Severním moři a v roce 1979 začala jedna z nejriskantnějších operací v historii těžby ropy. Rozsah projektu se dá vyjádřit pouze v technických a ekonomických superlativech.



Obr 2.2 Vrtná plošina Statfjord v Severním moři [8]

2.2 Konstrukční řešení uchopování a manipulaci s trubkami

Zařízení pro uchopení a manipulaci s trubkami slouží k dodávání vrtných trubek z pozice na zemi do vrtné věže. Zařízení trubku uchopí a pomocí rychlé manipulace ji přemístí do pozice vrtání. Jde o opakující se cyklus až do doby, kdy je dosaženo potřebné vrtné hloubky. Po vyvrtání potřebné hloubky se cyklus opakuje opačně. Jednotlivé trubky jsou spolu spojeny nejčastěji pomocí kuželového závitu. Samotné vrtání probíhá za pomoci zařízení vyvolávající potřebný točivý moment.

A) Kleště na hřídele [9]

Typ kleští: samosvorné, samočinná automatika, vnější uchopení

Kleště jsou určeny pro přepravu hřídelí a kulatin. Samočinná automatika zajišťuje a odjišťuje kleště. Kleště lze také vyrobit ve verzi se závitovou tyčí.



Obr. 2.3 Kleště na hřídele-samosvorné [9]

Typ kleští: se závitovou tyčí, vnější uchopení

Kleště jsou určeny pro přepravu hřidel a kulatin. Uchopení zajišťujeme pomocí závitové tyče. Kleště lze vyrobit také ve verzi se samočinnou automatikou.

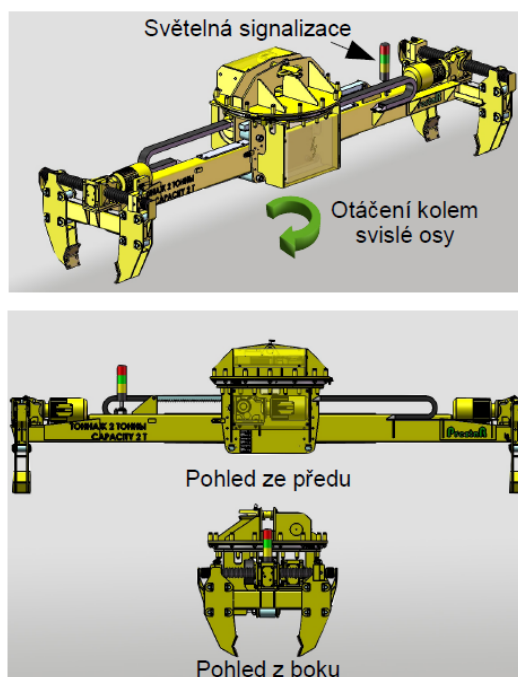


Obr. 2.4 Kleště na hřídele-se zvitovou tyčí [9]

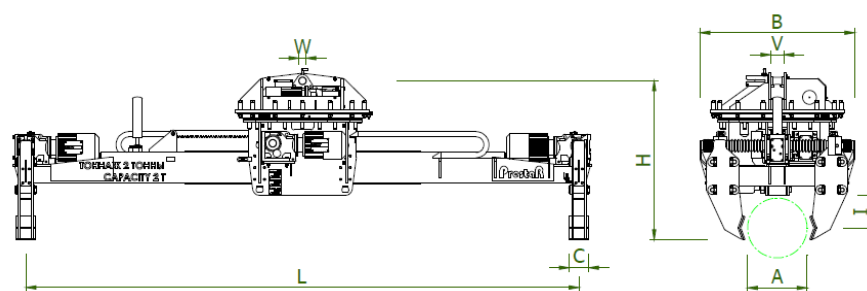
B) Kleště na trubky [9]

Typ kleští: dvojité, elektromotorické, s elektromotorickou točnou, vyrovnavání těžiště

Kleště elektromotorické dvojité typ KED.020.004 jsou konstruovány pro manipulaci s trubkami ve vodorovné poloze. Přímočarý pohyb čelistí je řízen elektromotoricky. Elektromotoricky posuvný závěs umožňuje vyrovnavat těžiště trubky během přepravy. Kleště jsou vybaveny světelnou signalizací, která informuje operátora během manipulace s trubicí i ve větších vzdálenostech. Elektromotorická točna umožňuje otáčení trubky kolem svislé osy. Závěs kleští je určen pro jednohák.



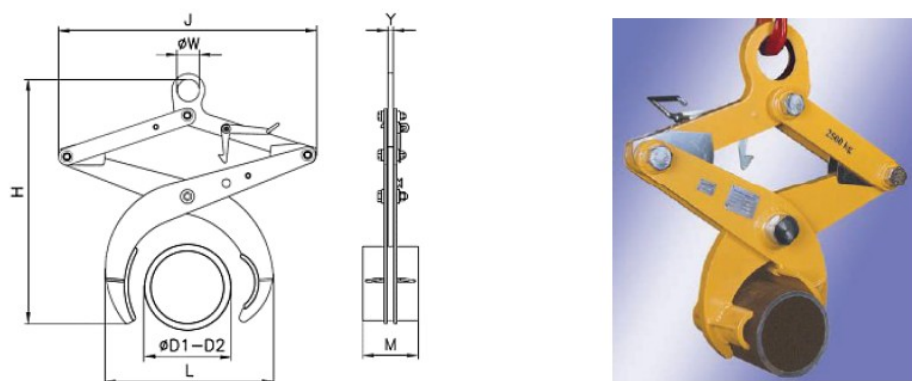
Obr. 2.5 3D model kleští na trubky [9]



Obr. 2.6 Schéma kleští na trubky [9]

C) UKT- uchopovací kleště na trubky [10]

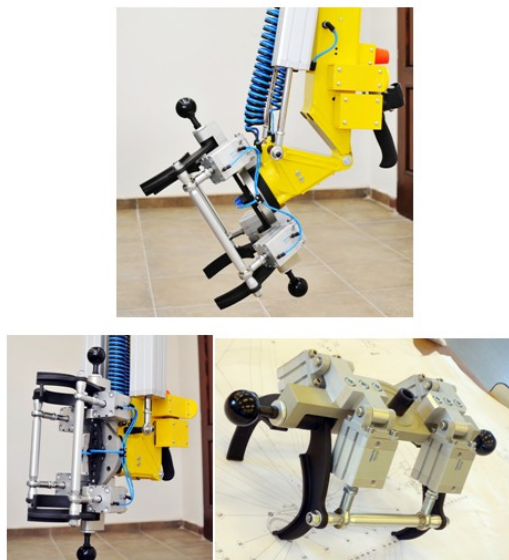
Uchopovací kleště na trubky UKT Q/D1-D2 jsou určeny pro závěsnou manipulaci s ocelovými trubkami, příp. břemeny kruhového průřezu, jejichž průměr je D1 až D2 (podle typu) a jejichž maximální hmotnost je Q (podle typu). Trubky jsou uchopovány čelistmi se širokou oblou plochou, jejichž tvar zajišťuje dokonalé držení trubky i při různých průměrech mezi D1 a D2. Podmínkou bezpečného uchopení je nesení trubky nad jejím těžištěm.



Obr. 2.7 UKT-uchopovací kleště na trubky [10]

D) Speciální přenášení a manipulace s trubkami [11]

Jde o speciální manipulaci s trubkami, které se používá hlavně v automobilovém průmyslu. Veškeré funkce zařízení jsou řízeny pomocí hydraulických nebo pneumatických válců.



Obr. 2.8 Znáznornění zařízení [11]

3 Popis stávající vrtné věže Huisman LOC400

LOC 400 on site in Werkendam, NL



Obr. 3.1 Vrtná věž LOC400 s označením „pipe handler“ [12]

Kontejnizovatelná vrtná souprava pro pozemní a námořní operace LOC 400 [12]

V roce 2005 uvedla společnost Huisman na trh zařízení LOC 250, plně kontejnizovatelnou vrtnou „super single“ soupravu pro použití na pevnině. Na základě této zkušenosti jsme vyvinuli a zkonstruovali LOC 400, kontejnizovatelnou vrtnou soupravu pro pozemní a námořní operace, s max. zatížením háku 400 tun. Souprava LOC 400 je snadno přepravitelná a nabízí našim klientům možnost spojit konvenční vrtání DP s výhodami nově se rozvíjející technologie CasingWhileDrilling.

Dvě z nejvýznamnějších výhod soupravy LOC 400 jsou malá plocha potřebná k její instalaci a možnost rozložit celou soupravu na 22 jednotek o rozměrech odpovídajících standardním ISO kontejnerům. Modulární design vrtné soupravy LOC 400 umožňuje její využití na pevnině, na posuvných nosnících či na plošinách umístěných v moři. Skutečnost, že její instalace je prostorově nenáročná, z ní činí zařízení vhodné pro ekologicky senzitivní oblasti.

Dodávka na klíč

Mnoho konvenčních vrtných souprav představuje kombinaci součástí a subsystémů vyrobených a vyžadujících údržbu od různých dodavatelů. LOC 400 je plně integrovaná funkční vrtná souprava, nabízená jako dodávka na klíč. Všechny součásti jsou otestovány, čímž je zajištěn bezporuchový provoz.

Každá souprava LOC 400 je vyrobená na zakázku, aby vyhovovala specifickým požadavkům jednotlivých klientů, a před dodáním je kompletně uvedena do provozu a otestována. Přídavné moduly, jako např. zásobníky pro výplachovou kapalinu či výplachové čerpadla, mohou být nainstalovány na žádost zákazníka.

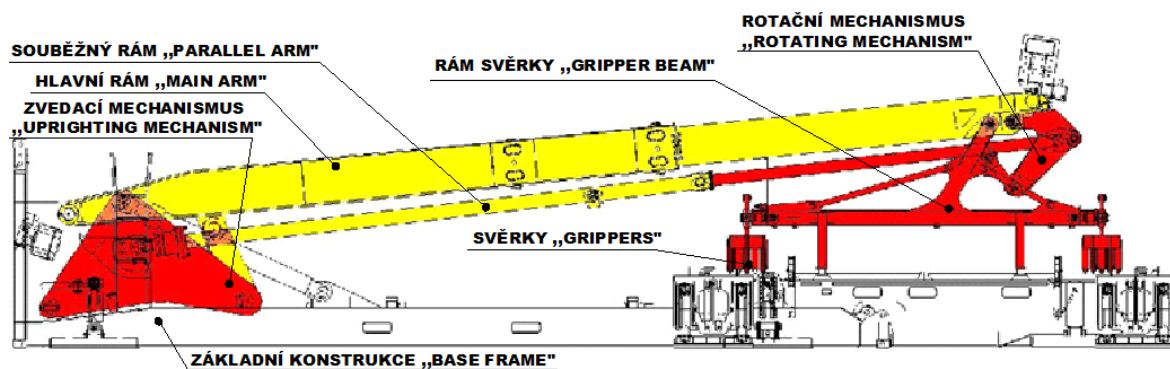
Charakteristika:

- Vrtná souprava je sestavena ze součástí odpovídajících svými rozměry standardním ISO kontejnerům. Přeprava po silnici nebo po železnici je tudíž finančně velmi efektivní.
- Přesuny v rámci vrtného pole do 24 hodin
- Velmi malá plocha potřebná k instalaci soupravy
- Vrtná souprava pro vrtání tyčemi Super single s horizontálními setbacky (odkládacími plochami) a rychlým automatickým podavačem trubek (pipehandler)
- Vhodná jak pro konvenční vrtání tyčemi DP, tak pro nově se rozvíjející technologii CWD
- Vhodná k použití na pevnině, na posuvných nosnících i na moři
- Schopná vyzvedávání vrtných tyčí DP rychlostí 1700 stop/hod
- Rozsah používaných průměrů vrtných tyčí: min. Ø60mm a max. Ø340mm
- Vyžaduje méně pracovníků obsluhy díky plně automatizované obslužné plošině
- Bezpečnější operace díky automatické manipulaci s trubkami a s materiálem
- Zlepšený vrtný výkon díky použití zařízení Autodriller
- Testování BOP a manipulace s BHA v režimu offline
- Integrované zálohové nouzové systémy pro všechny důležité pohony
- Prokázaná úspora energie a snížení negativního dopadu na životní prostředí
- Elektrický pohon zajišťuje nízkou hladinu hluk

3.1 Podrobnější popis upravované části vrtné věže LOC400-„pipehadler“

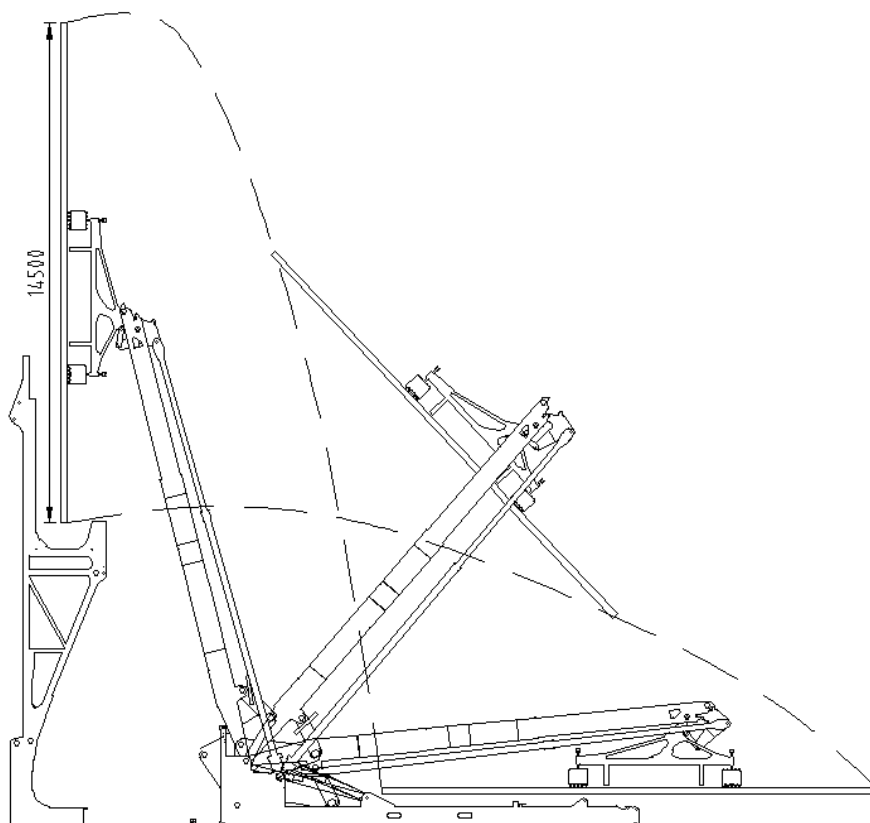
Zvedání trubek [12]

LOC 400 je vybavený automatickým zvedákem trubek, který umožňuje vysoce efektivní a bezpečnou manipulaci s vrtnými trubkami. Zvedák trubek uchopuje trubky z horizontálního trubkového regálu a přemísťuje je do vertikální polohy přímo do osy centra vrtné věže, kde si trubku převezme vrtací zařízení. Vrtací zařízení nebo uchopovací kleště jsou používány pro rotaci trubek a přenos točivého momentu v kontaktu s trubkami. LOC 400 je schopný vyvinout 35 spojení za hodinu, v závislosti na rychlosti zvedání trubek, které je schopné zvedat rychlostí téměř 0,13m/s. Celý vrtný proces je ovládán a kontrolován z kabiny, takže personál na vrtné plošině je zbytečný. Manipulace s pouzdem je stejná jako s vrtnou trubicí. Stejný tým může obsluhovat obě činnosti. Stávající systém zvedání je nastaven pro vrtné trubky o maximální délce 14500 mm a o maximální hmotnosti 3 tuny. Systém zvedání je jedinečný v tom, že je schopen přemístit trubku do požadované polohy vyvinutím hnací síly pouze v jednom místě. Hnací síla je vyvozena pomocí hydraulických válců, umístěných v blízkosti osy otáčení ramene.



Obr. 3.2 Popis stávajícího zvedacího zařízení [12]

Zachycení principu zvedání trubek ve stávajícím systému viz. obr. 3.3



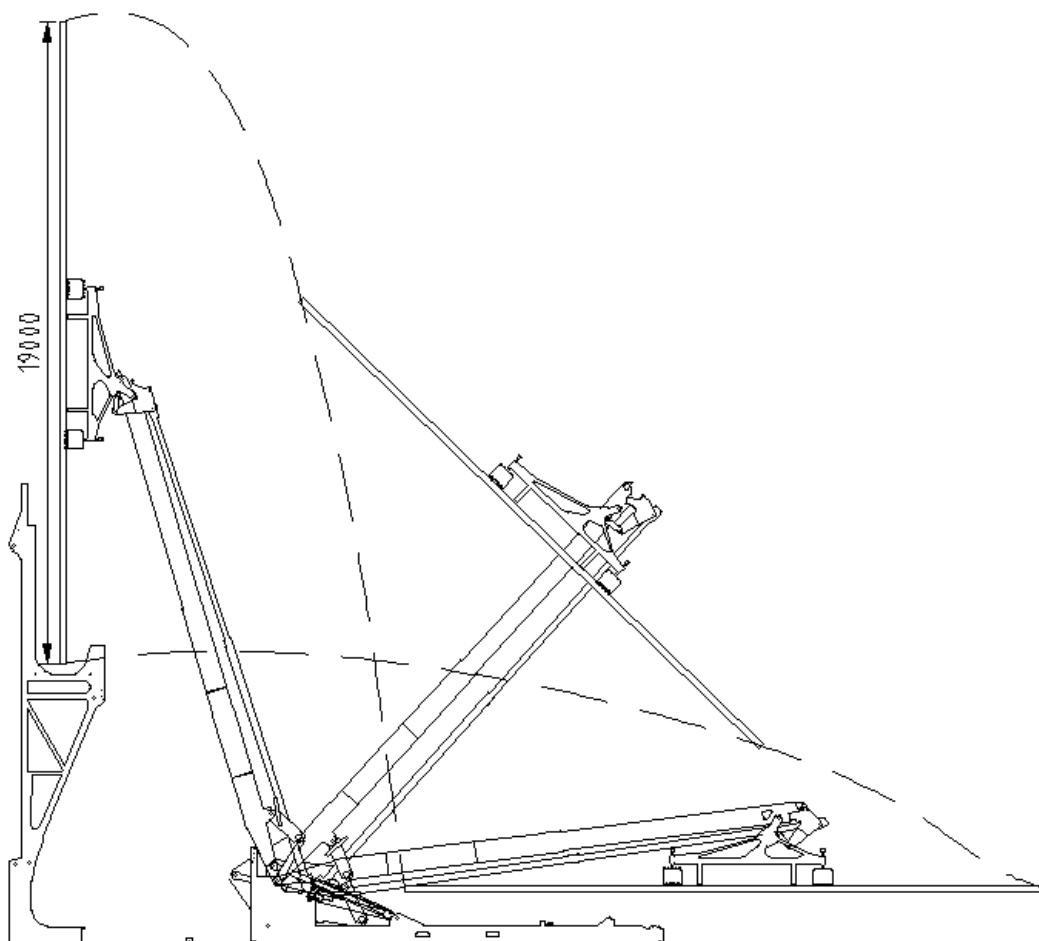
Obr. 3.3 Zachycení principu systému stávajícího zvedacího zařízení

3.2 Navrhované řešení zvedacího zařízení trubek pro změněné parametry

Hlavním změněným parametrem ovlivňující celou konstrukci, jak z hlediska pevnostního, tak z rozměrových parametrů, je délka zvedané trubky. V následujících bodech je uvedeno několik řešení, ze kterých by se mohlo dále vycházet pro návrh nového řešení zvedacího zařízení.

3.2.1 Prodloužené hlavní rameno se zanecháním původního principu

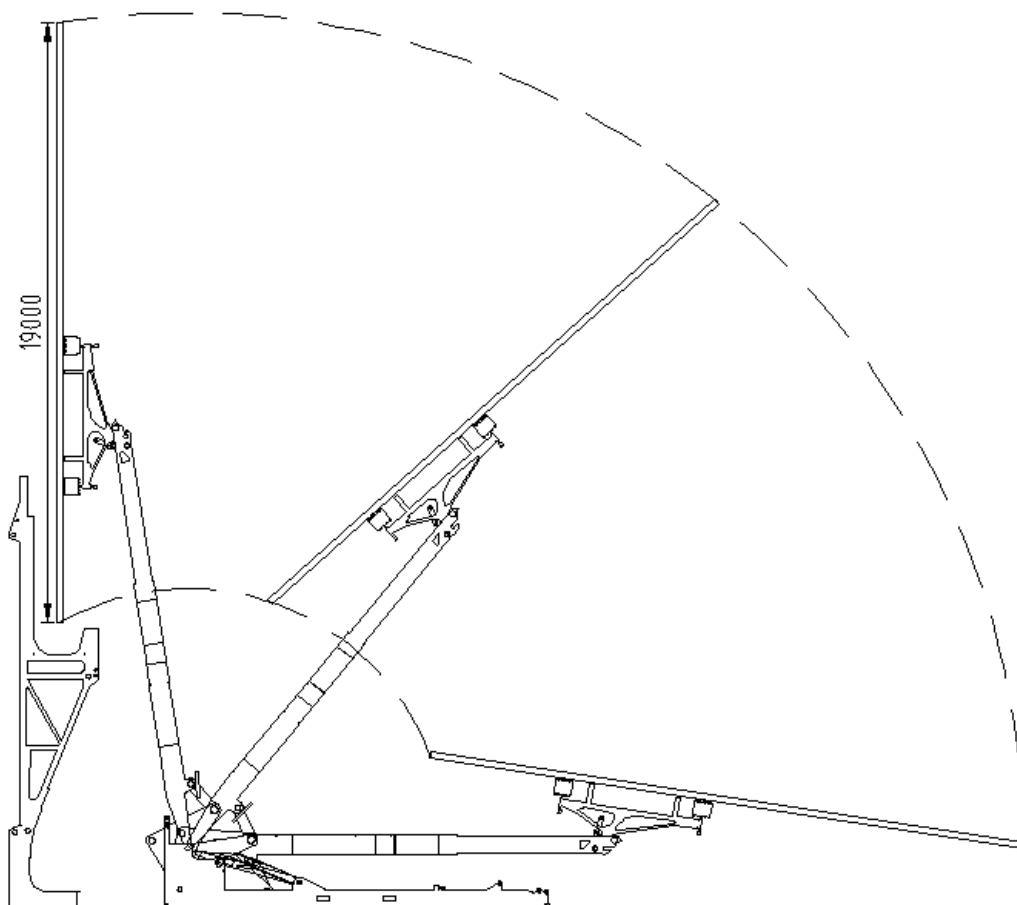
Z důvodu změny délky vrtné trubky z původních 14300 mm na 19000 mm, je potřeba upravit rozměry hlavního ramene a ostatních součástí na něm závislých. V tomto typu změny dojde ke zvětšenému ohybovému momentu vzniklým od prodlouženého hlavního ramene. Dalším důležitou věcí je velikost celé sestavy, což způsobuje komplikace pro přepravu po pozemních komunikacích. Tato záležitost se musí vyřešit konstrukčními úpravami v návrhu hlavního ramene. Vrtná věž LOC400 je specifická právě pro svou mobilitu, kdy celková vrtná stanice je rozložitelná do částí, které mají rozměry normalizovaných ISO kontejnerů. Maximální délka v řadě kontejnerů je 12000 mm. Výhodou této konstrukce je zachování původního principu zvedání, který umožňuje rychlé podávání a odebírání trubek. Původní princip je vhodné použít také z důvodu, že je zvedání a rotační mechanismus závislý pouze na jednom hlavním pohonu, kterým je dvojice hydraulických válců.



Obr. 3.4 Zachycení principu s prodlouženým ramenem

3.2.2 Prosté zvedání s pevným uchopovacím členem

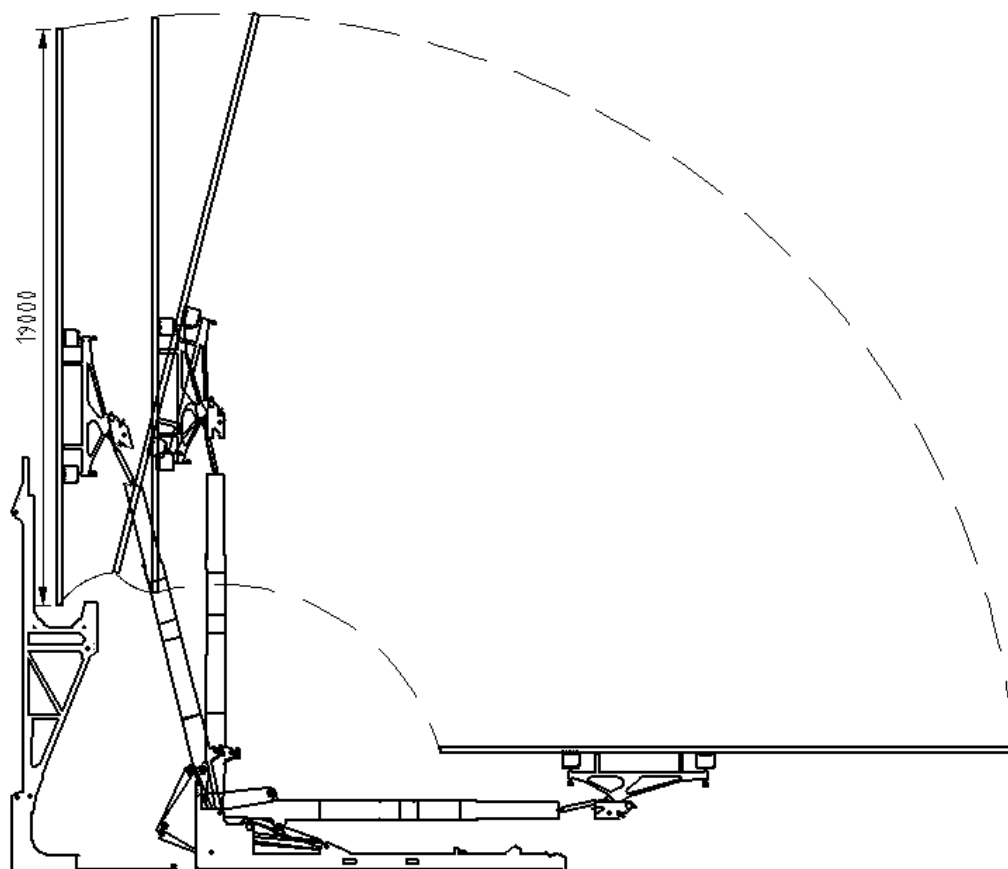
Tento jednoduchý princip zvedacího zařízení trubek je sice pro svou jednoduchost optimální, ale pro praktické použití nevhodný. Hlavní problém nastává při vkládání vrtných trubek do uchopovacích čelistí. Uchopovací čelisti jsou v nakloněné poloze, což ve velké míře ovlivňuje jednoznačné vložení trubek do uchopovacích čelistí. V tomto případě by se musel složitě upravovat celkový systém vkládání trubek do uchopovacích čelistí a také zásobník trubek.



Obr. 3.5 Prosté zvedání s pevným uchopovacím členem

3.2.3 Prosté zvedání s posuvným uchopovacím zařízením

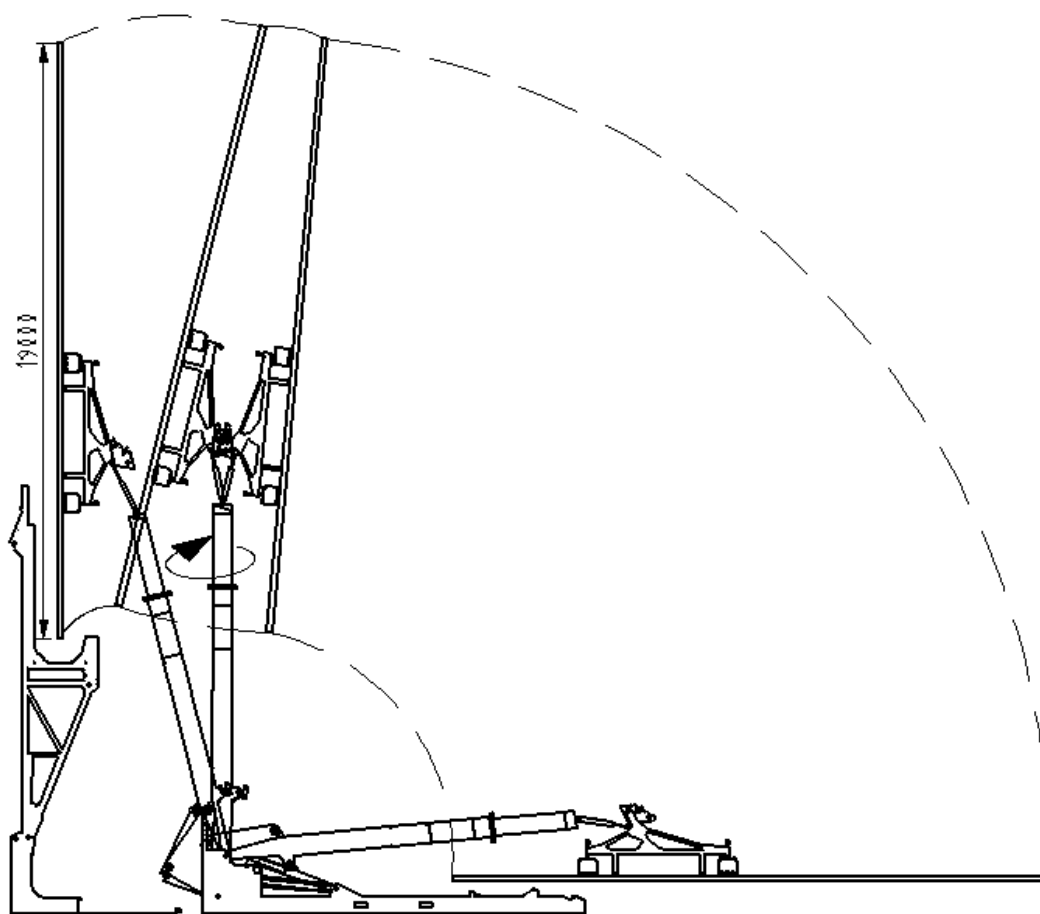
Další princip je obdoba „Prostého zvedání s pevným uchopovacím členem“. Změna je provedena pouze v možnosti manipulace s uchopovacím zařízením. Potřebný pohyb pro ustavení vrtné trubky do správné polohy je zajištěn hydraulickým válcem. Oba pohyby, rameno a posun uchopovacího zařízení, jsou vykonávány v průběhu trasy zároveň. Toto vede k rychlejší manipulaci, což je vyžadováno. Zařízení je opatřeno čidly, které detekují pohyb a vydávají signály do sběrnice dat, odkud obsluha získává přehled o dění v celém procesu.



Obr. 3.6 Prosté zvedání s posuvným uchopovacím členem

3.2.4 Systém s otočným hlavním ramenem

Dalším systémem je kombinace posunu uchopovacích čelistí pomocí hydrauliky a otočného hlavního ramene. Uchopení trubky se děje v poloze horizontální, jako u většiny případů. Po přemístění ramene do svislé polohy se hlavní rameno otočí o 180° okolo své osy. Dále se posunou uchopovací čelisti do požadované polohy pomocí hydraulického válce, obdobně jako v předchozím případě. Toto zařízení je z hlediska manipulace pro tento případ vhodné, ale nastávají jiné omezení. Například dojde ke zpomalení celého procesu manipulace a to z důvodu zdržení při otáčení hlavního ramene a posunu uchopovacích čelistí.



Obr. 3.7 Zobrazení principu s otočným hlavním ramenem

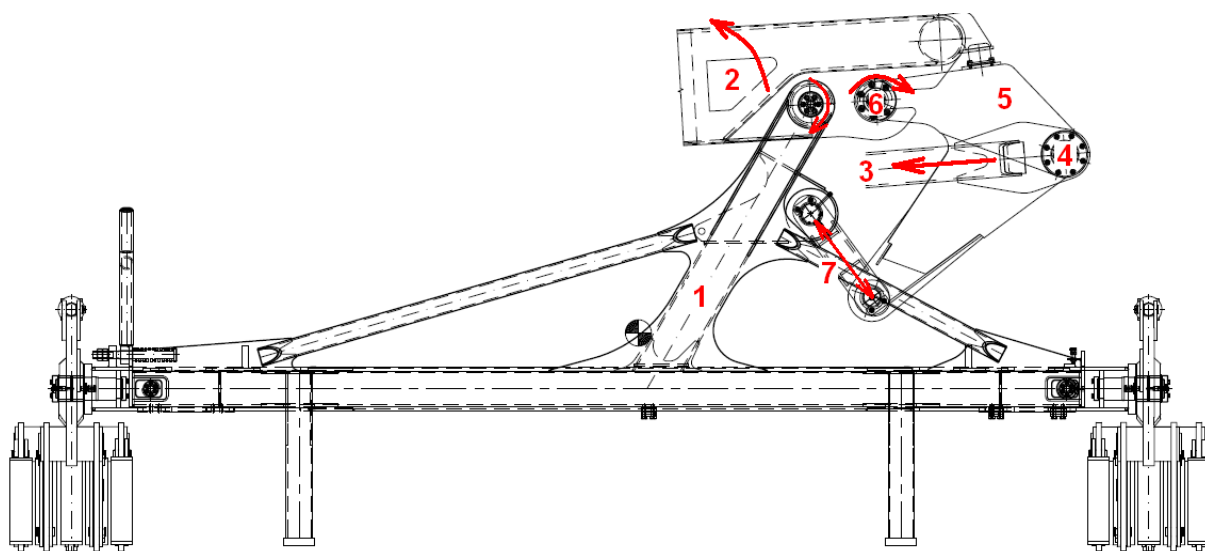
Volba varianty pro další zpracování

Volím variantu s prodlouženým hlavním ramenem a zachováním původního rotačního principu viz kapitola 3.2.1. V kapitole je uveden základní popis výhod a některých nevýhod, na které je potřeba brát ohled při návrhu nového konstrukčního řešení.

4 Návrh optimalizace uchopovacího zařízení trubek „gripper beam“

Po dohodě s vedoucím práce a vedením firmy Huisman, je z důvodu obchodního tajemství firmy dohodnuto, že budu v této diplomové práci řešit pouze část systému zvoleného typu zvedacího zařízení trubek „pipe handler“. Vybranou částí je uchopovací zařízení trubek „gripper beam“. V původní konstrukci uchopovacího zařízení se vyskytovaly jisté problémy, na které se budu při návrhu optimalizace tvaru a funkce uchopovacího zařízení také ohlížet. Tyto problémy jsou popsány v kapitole 4.2. Návrh bude proveden pro parametry zvedaných trubek viz kapitola 4.1.

Popis principu mechanismu zařízení stávající konstrukce viz obr. 4.1, který bude použit pro zvolenou variantu s prodlouženým hlavním ramenem.



Obr. 4.1 Schéma pro popis mechanismu stávající konstrukce

Princip přemísťování uchopovacího zařízení („gripper beam“) (1) do vrtací polohy je jedinečné. Celý systém je závislý pouze na jediném pohonu dvou hydraulických válců, pohánějících otáčení hlavního ramene (2). Hlavní rameno (2) je vytvořeno ze skříňovité konstrukce. Na konci hlavního ramene (2) vzniká velký ohybový moment, a proto je rameno navrženo robustně. Při rotačním pohybu hlavního ramene (2) dochází k tažení táhla (3), které je pomocí čepu (4) spojeno s rotačním členem (5). Táhl (3), svým umístěním v celém systému, způsobuje rotaci rotačního členu (5) okolo čepu (6). Rotační člen (5) je s uchopovacím zařízením („gripper beam“) (1) spojen s tlačným (tažným) členem (7).

Všechny spoje jednotlivých částí jsou spojeny pomocí čepů. Tažný (tlačný) člen (7) mění polohu uchopovacím zařízením („gripper beam“) (1) v závislosti na poloze hlavního ramene (2).



Obr. 4.2 Zobrazení stávajícího zařízení v reálné podobě [12]

4.1 Specifikace vrtných trubek pro zvedání

Max. hmotnost trubky 3000kg

Délka trubky 19000mm

Min. průměr trubky 60mm

Max. průměr trubky 340mm



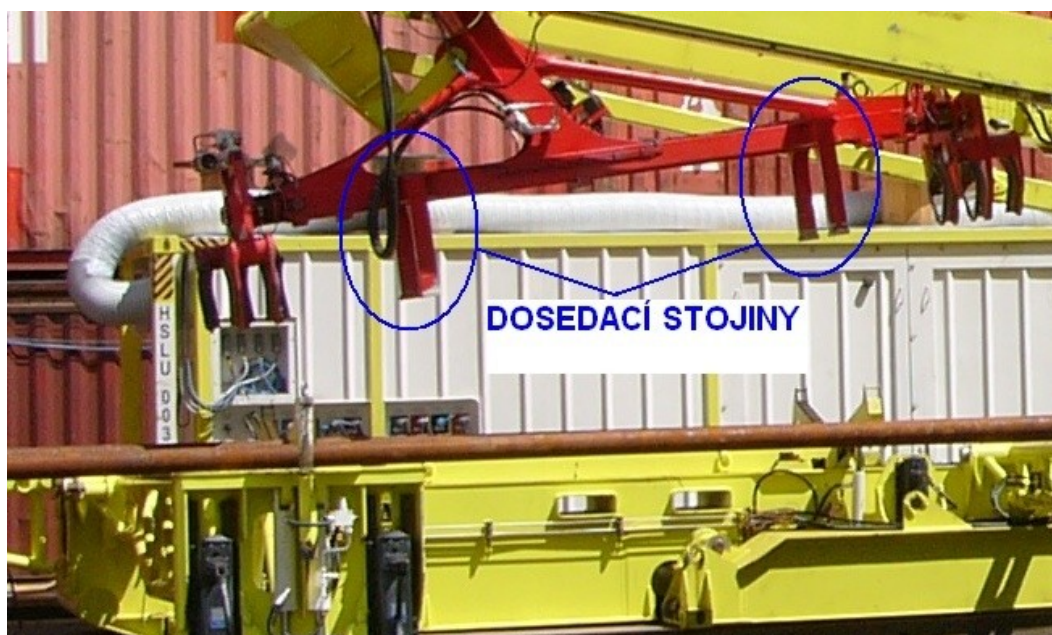
Obr. 4.3 Zobrazení jednoho typu používaných vrtných trubek [12]

4.2 Požadavky pro návrh optimalizace uchopovacího zařízení

- Minimalizace hmotnosti celého zařízení
- Zvýšit tuhost konstrukce
- Zachovat funkčnost mechanismu
- Zachovat charakteristické rozměry ovlivňující funkčnost celého mechanismu
- Zjednodušit celou konstrukci

Popis problému vznikajícího v původním konceptu uchopovacího zařízení trubek

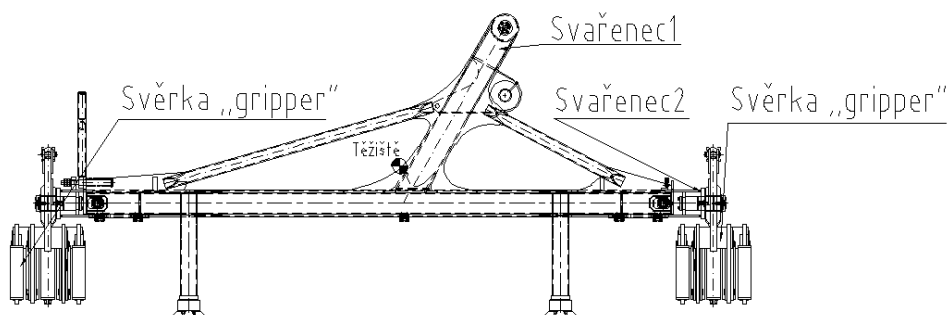
V současné konstrukci je hlavní problém v tom, že při nakládce trubek v horizontální poloze někdy dochází k silnému nekontrolovatelnému nárazu mezi dosedacími stojinami a dosedacím dorazem, viz obr. 4.4. Dochází k situaci, kdy se dosedací stojiny vlivem velké nárazové síly trvale deformují. Následkem nárazu se deformace promítá i do ostatních částí konstrukce. Trvale deformovaná konstrukce pak ztrácí spolehlivou funkci. Aby se předešlo trvalé deformaci konstrukce, je potřeba provést potřebnou konstrukční změnu pro zvýšení tuhosti a celkové odolnosti.



Obr. 4.4 Zobrazení dosedacích stojin [12]

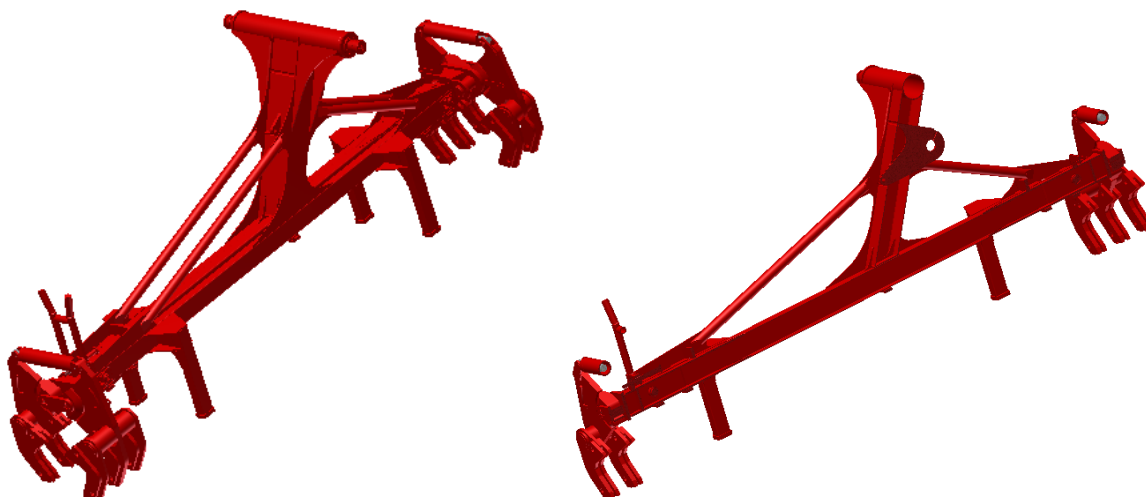
4.3 Popis stavby a funkce uchopovacího zařízení trubek

Uchopovací zařízení trubek je složeno ze Svařence1, Svařence2, dvou svěrek, „grippers“- dále jen svěrek, a dalšího příslušenství pro splnění všech požadovaných funkcí zařízení, viz obr. 4.5. Svařence2 je umožněn mírný posun vůči Svařenci1. Tento posun je určen pro ověřovací systém, zda je trubka držena.



Obr. 4.5 Popis částí uchopovacího zařízení trubek

Uchopovací zařízení trubek má za úkol bezpečně a pevně uchopit trubku v dolní horizontální poloze, kde dochází k nakládce trubek. Následuje přesun do vertikální polohy pomocí zvedacího zařízení. Ve vertikální poloze si trubku přebírá vrtací stroj. Po převzetí trubky dochází k uvolnění sevření a následuje opakující se cyklus. Uvolnění sevření je řízeno elektromagnetickým snímačem. Systém pracuje stejně pro opačnou situaci, kdy dochází k odběru trubek z vertikální polohy a přesun do horizontální polohy.



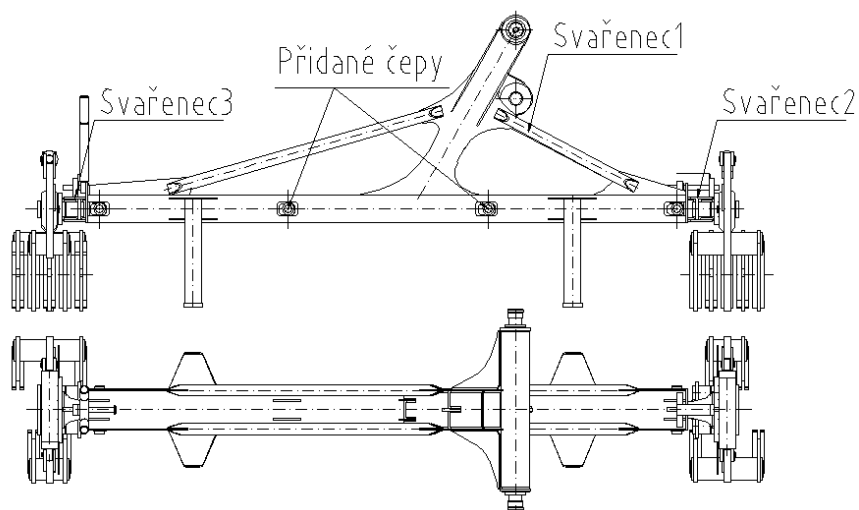
Obr. 4.6 3D model stávajícího zařízení

4.4 Varianty navržených řešení

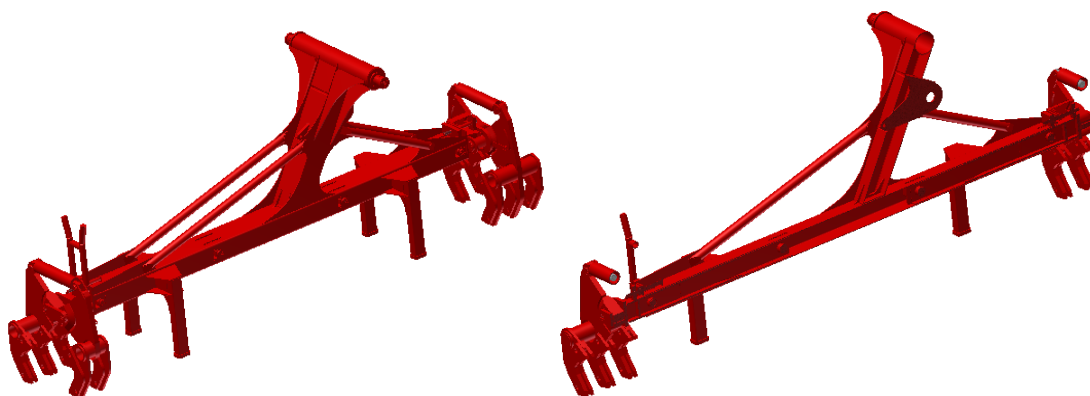
Základní návrhy a popisy variant řešení pro případné použití.

1. Varianta

První varianta je postavena na základě rozdělení pevného táhla spojující svěrky. Každá svěrka je připevněna na své pohyblivé části, která je pomocí dvou čepů uložena ve čtyřbokém dutém profilu, což je Svařenec1. Hlavní výhodou tohoto řešení, je možnost kontroly správné funkce každé svěrky zvlášť. Dalšími výhodami je zvýšení tuhosti a mírné snížení hmotnosti. Nevýhoda je na straně složitosti provedení. Na obr. 4.7 je vidět základní obrys návrhu první varianty.



Obr. 4.7 Základní obrys návrhu první varianty

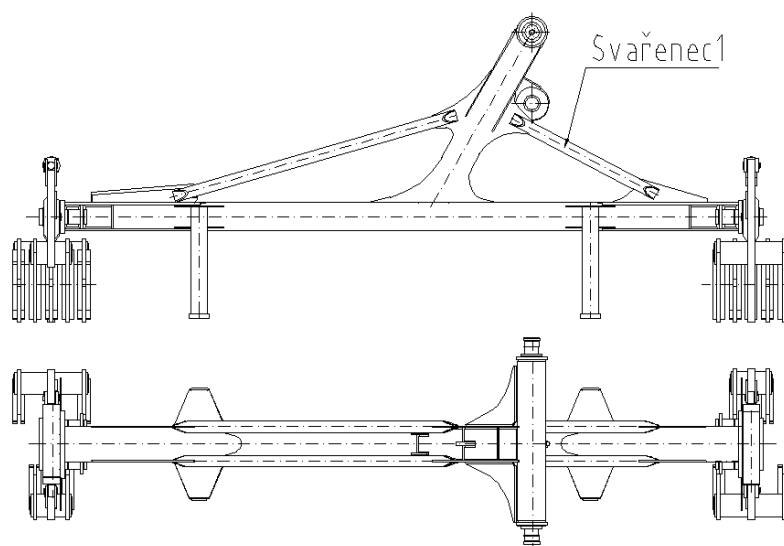


Obr. 4.8 3D model první varianty

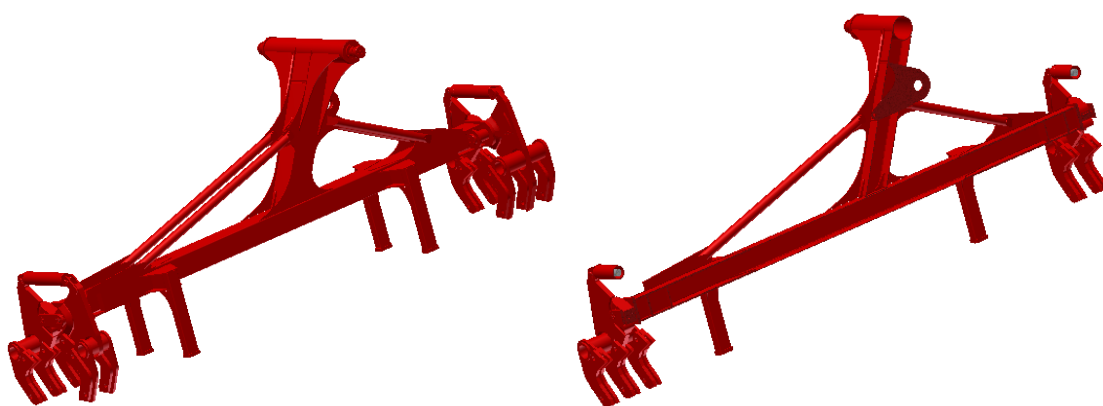
2. Varianta

Druhá varianta je založena na silném zjednodušení celé konstrukce. Je zde vytvořen pouze jeden Svařenec1, na kterém jsou připevněny svěrky. Je zde zamezen jakýkoliv posun. Z důvodu zamezení jakéhokoliv posunu, je potřeba změnit ověřovací systém zda je trubka držena. Tato změna se jeví jako silné zjednodušení konstrukce. Je zde zvětšena tuhost a zmenšená celková hmotnost. Nedostatek nesoucí tato varianta je navržení složitého ověřovacího systému držení trubky.

Na obr. 4.9 je vidět základní obrys návrhu druhé varianty.



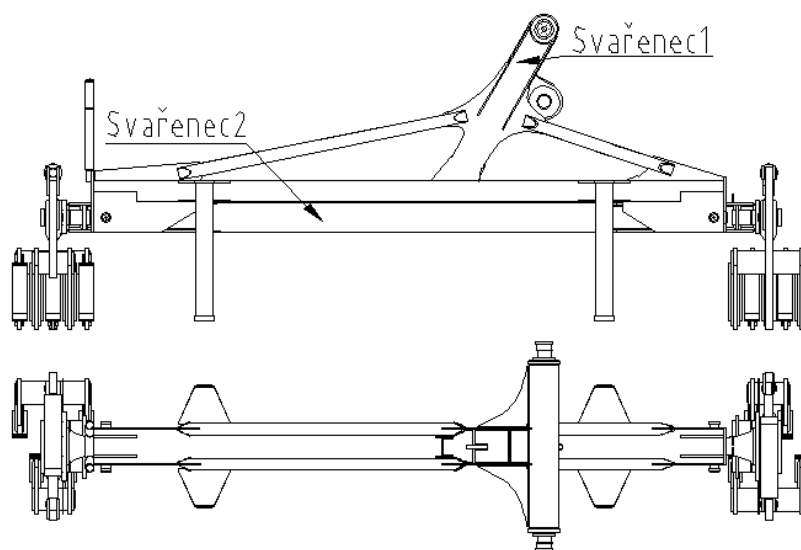
Obr. 4.9 Základní obrys návrhu druhé varianty



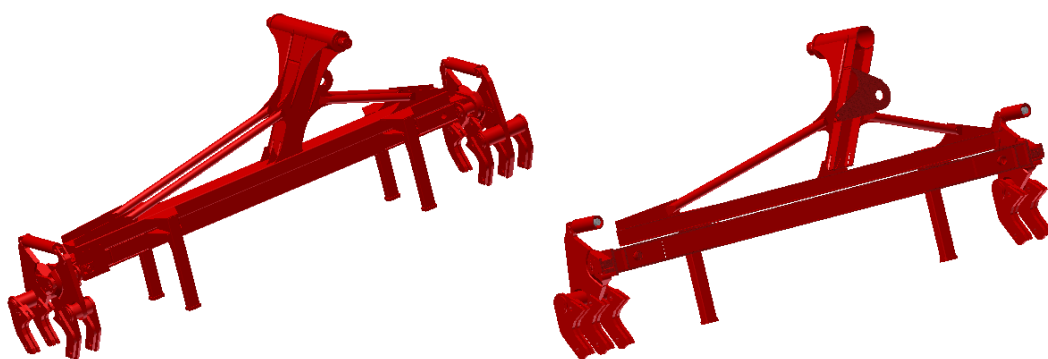
Obr. 4.10 3D model druhé varianty

3. Varianta

Třetí varianta vychází ze základního principu stávající konstrukce. Posuvná část-Svařenec2 je posunuta pod hlavní nosník-Svařenec1, kde je mu umožněn posun potřebný pro ověřovací systém držení trubek. Z důvodu zachování některých důležitých rozměrů pro zachování správné funkce celého systému je nutnost upravit celou konstrukci. Toto řešení by mělo přinést značné zvýšení tuhosti v kritických místech, zjednodušení celé konstrukce a snížení celkové hmotnosti. Z důvodu, že tato varianta splňuje veškeré požadavky pro návrh nové konstrukce, další postup práce se zaměří pouze na tento typ konstrukce.



Obr. 4.11 Základní obrys návrhu třetí varianty



Obr. 4.12 3D model třetí varianty

Pro další postup práce volím variantu číslo 3, kterou podrobím pevnostní analýze.

5 Pevnostní analýza zvolené navržené konstrukce

V této kapitole je řešena pevnostní kontrola nově navrženého řešení a jednotlivých spojovacích dílů v závislosti na poloze uchopovacího zařízení během zdvihu.

5.1 Specifikace zatížení

Veškeré hlavní zatížení, které na soustavu působí je vyvozeno od vlastních hmotností jednotlivých částí. Doplnkovými silami jsou myšleny odpory vznikající při pohybu. Těmito odpory je považováno např. vznikající tření v čepovém uložení, které je zanedbatelné. Okrajové podmínky pro zatížení jsou dány z parametrů vrtných trubek viz kapitola 4.1. Nejnepříznivější zatěžovací podmínky nastanou při zvedání vrtné trubky o těchto parametrech:

Délka trubky 19000mm a hmotnost trubky 3000kg

Souhrn zatížení:

1. Zatížení od hlavní konstrukce

Hmotnost: Svařence1+ Svařence2+ spojovacích částí a vybavení vycházející z 3D modelu:

$$m_1 = m_{s1} + m_{s2} + m_{sc} = 860 + 250 + 300 = 1410 \text{ kg} \quad (5.1)$$

Síla vycházející z hmotnosti m_1

$$F_1 = m_1 \cdot g = 1410 \cdot 9,81 = 13833 \text{ N} \quad (5.2)$$

2. Zatížení od svěrky

Hmotnost kompletní svěrky vycházející z 3D modelu

$$m_s = 510 \text{ kg}$$

Síla vycházející z hmotnosti m_s

$$F_s = m_s \cdot g = 510 \cdot 9,81 = 5004 \text{ N} \quad (5.3)$$

3. Zatížení od vrtné trubky

Maximální přípustná hmotnost vrtné trubky

$$m_T = 3000 \text{ kg}$$

Síla vycházející z hmotnosti m_s

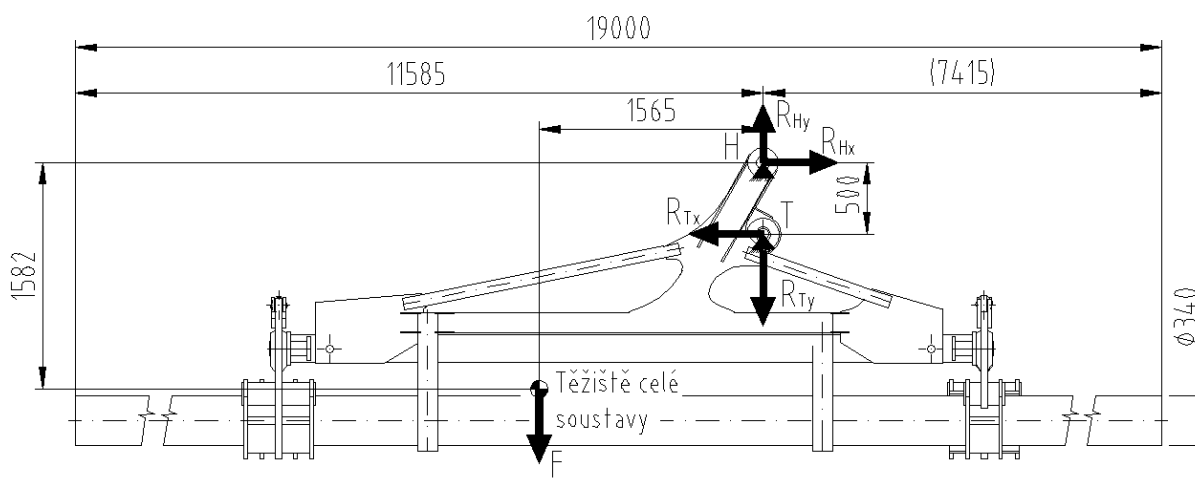
$$F_T = m_T \cdot g = 3000 \cdot 9,81 = 29430 \text{ N} \quad (5.4)$$

5.2 Vyšetřování stavu 1: Horizontální poloha

Na obr. 5.1 je znázorněna navržená konstrukce spolu s hlavními komponenty, které obsahuje Svařenec1. Jsou zde také znázorněny okrajové podmínky pro danou polohu. Konstrukce je přichycena ve dvou místech. Hlavní uchycení je v bodě H, viz obr. 5.1, kde dochází k rotaci. Druhým bodem je opěrné táhlo uložené na čepu. Tento čep je na obr. 5.1 znázorněn reakcemi v bodě T. Celkové zatížení vychází ze součtu hmotností všech komponent, které jsou umístěny na Svařenci1. Síla působí v místě těžiště celé sestavy, které je zjištěno pomocí vytvořeného 3D modelu pomocí [6].

Celková síla působící v místě těžiště celé soustavy:

$$F = F_1 + 2 \cdot F_s + F_T = 13833 + 2 \cdot 5004 + 29430 = 53271N \quad (5.5)$$



Obr. 5.1 Okrajové podmínky navržené konstrukce ve stavu 1

Pevnostní analýza pomocí metody MKP vychází z reálného 3D modelu a zachycuje přesné chování celé konstrukce při reálném zatížení. Znázornění nosníku na obr. 5.1 představuje staticky neurčitou úlohu, a proto nelze ručně vypočítat velikost jednotlivých reakcí. Výsledky vypočítané pomocí metody MKP považuji za přesné, a proto pro další postup práce budu využívat hodnoty reakcí zjištěné pomocí programu [6].

Hodnoty reakcí z programu

$$R_{Hx} = 129339N$$

$$R_{Hy} = 107856N$$

$$R_{Tx} = 129264N$$

$$R_{Ty} = 55048N$$

Výpočet výsledných reakcí

$$R_H = \sqrt{R_{Hx}^2 + R_{Hy}^2} = \sqrt{129339^2 + 107856^2} = 168409N \quad (5.6)$$

$$R_T = \sqrt{R_{Tx}^2 + R_{Ty}^2} = \sqrt{129264^2 + 55048^2} = 140497N \quad (5.7)$$

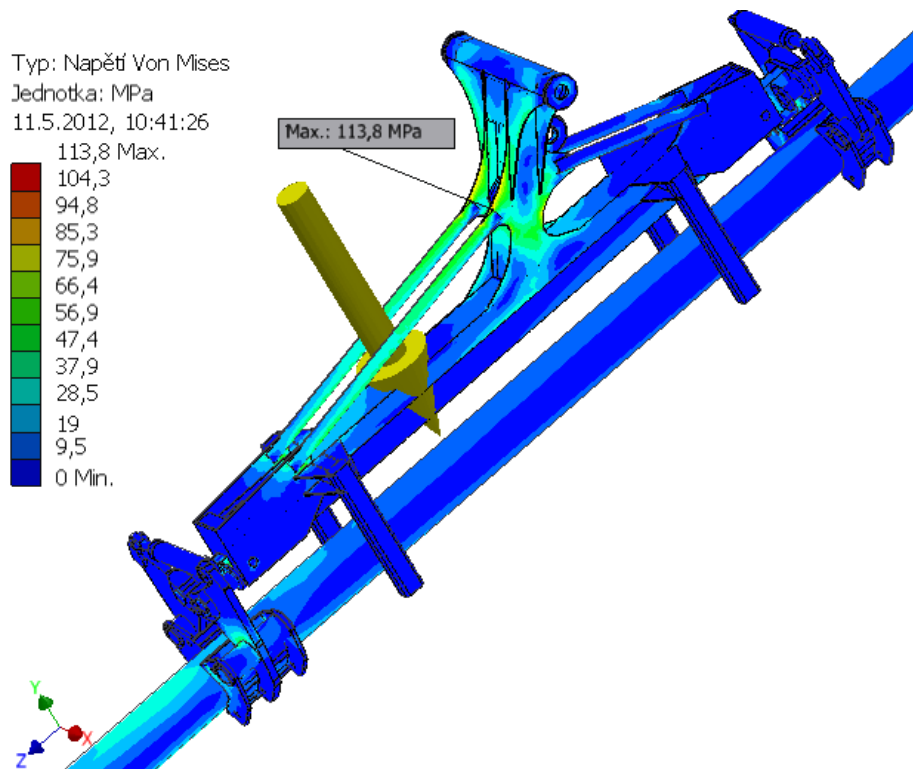
Dovolené napětí materiálu, ze kterých jsou vyrobeny oba Svařence1,2

V Příloze A je materiálový list oceli St52-3N, ze kterého jsou vyrobeny kontrolované Svařence1,2. Podle materiálového listu je hodnota meze kluzu $R_e = 325MPa$

Pevnostní analýza pomocí metody MKP [6]

Redukované napětí:

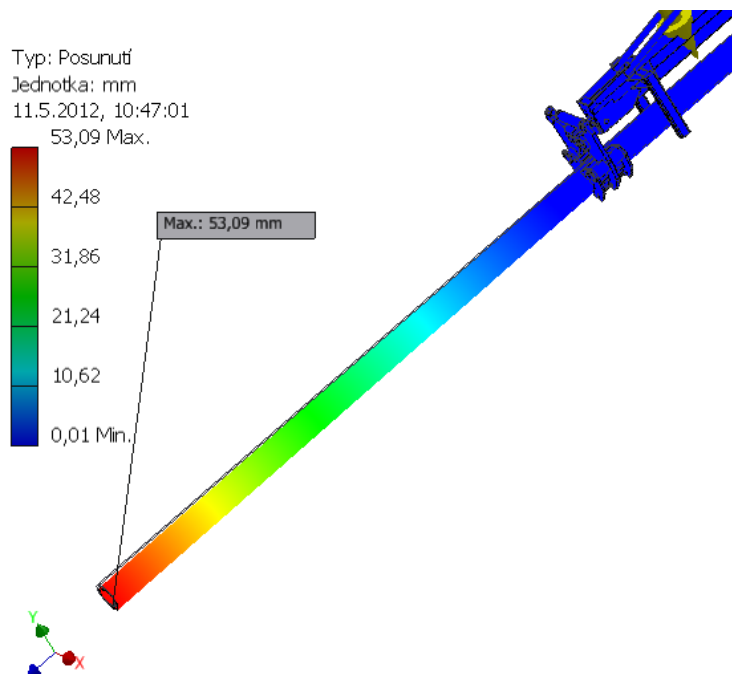
Z obrázku 5.2 je vidět, že maximální redukované napětí vzniká v oblasti trupu, tj. v místech připojení táhel ve Svařenci1. Dle obrázku tyto hodnoty nepřekračují 115MPa což je k hodnotě meze kluzu téměř o třetinu menší. Tato hodnota je naprosto vyhovující.



Obr. 5.2 Redukované napětí sestavy- horizontální poloha

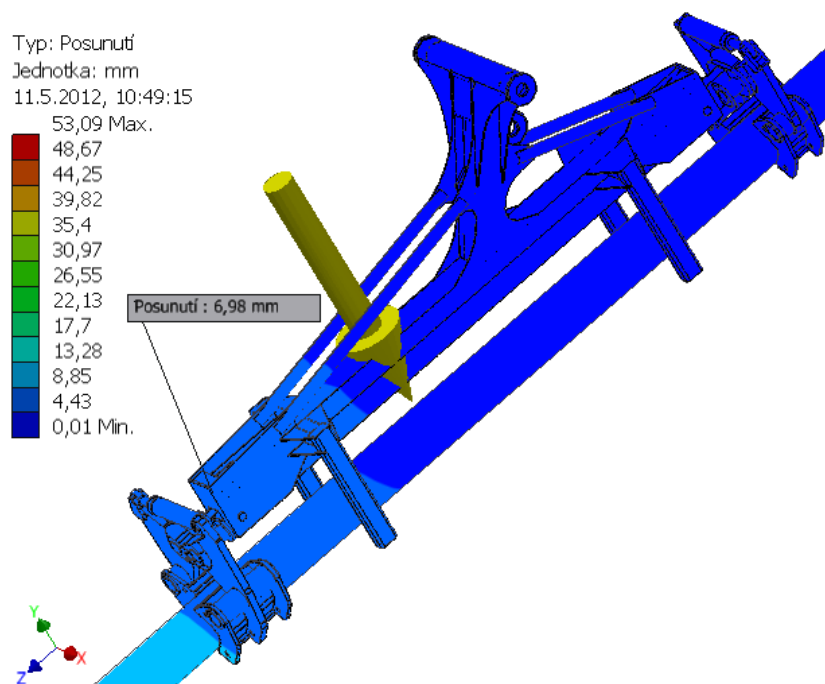
Deformace

Z obrázku 5.3 je zřejmé, že největší posun v celé soustavě nastane na konci vrtné trubky. Pevnostní analýza byla provedena pro jednotný materiál St52-3N, ale vrtné trubky jsou vyráběny z mnohem kvalitnějších materiálů s vysokou tuhostí. Proto tento stav přehlížím a zaměřím se na hodnoty deformací ovlivňující Svařence1,2.



Obr. 5.3 Znázornění deformace sestavy- horizontální poloha

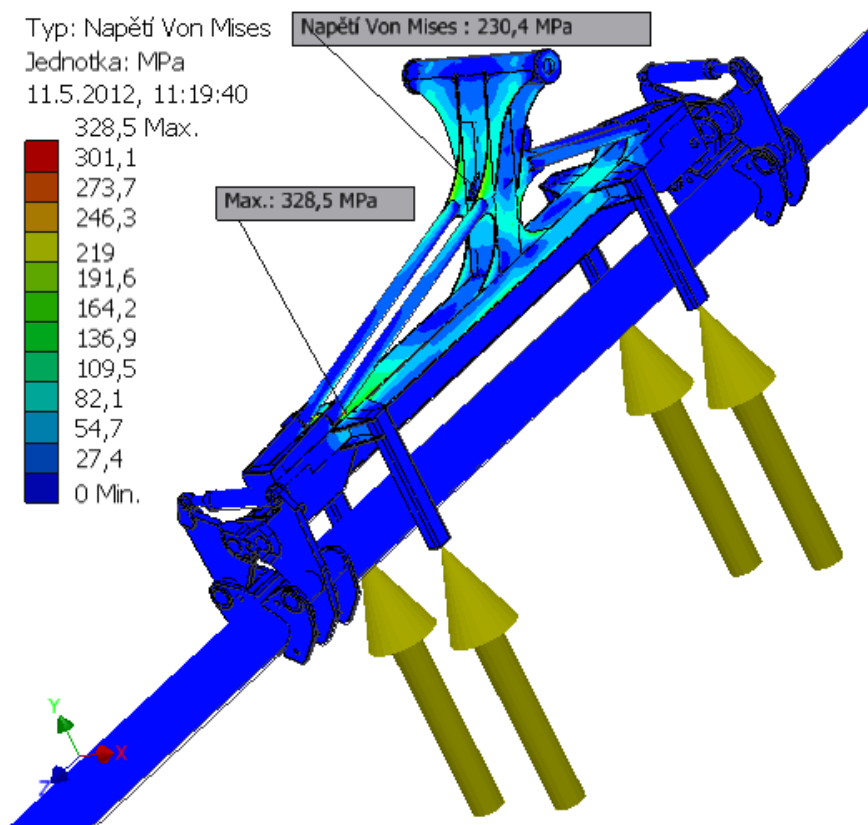
Na obr. 5.4 je vidět, že maximální deformace na konci Svařence1 se pohybuje do 7mm což je v tomto případě přípustná hodnota.



Obr. 5.4 Detailní zobrazení deformace Svařenců1,2

Pevnostní kontrola při silném nárazu na dorazy

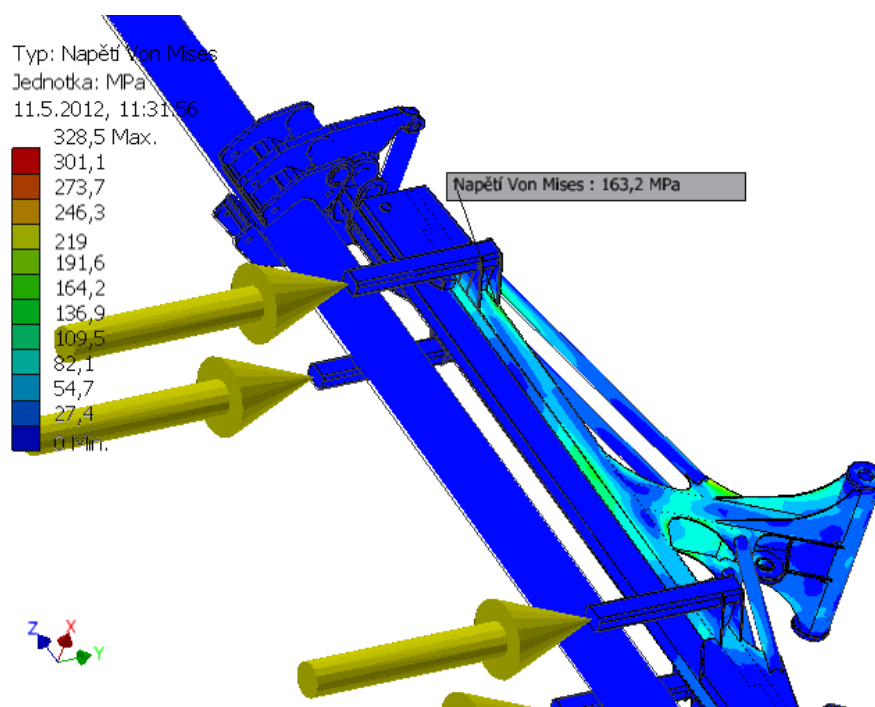
Vazby sestavy jsou provedeny stejně jako při řešení pevnostní analýzy sestavy viz obr.5.1. Pevnostní analýza je provedena pro stav, kdy jsou do čtyř nohou zavedeny síly, které simulují silný náraz. Zatěžující síla na jednu nohu je $F_R=50000\text{N}$



Obr. 5.5 Znáznornění redukovaného napětí při silném nárazu

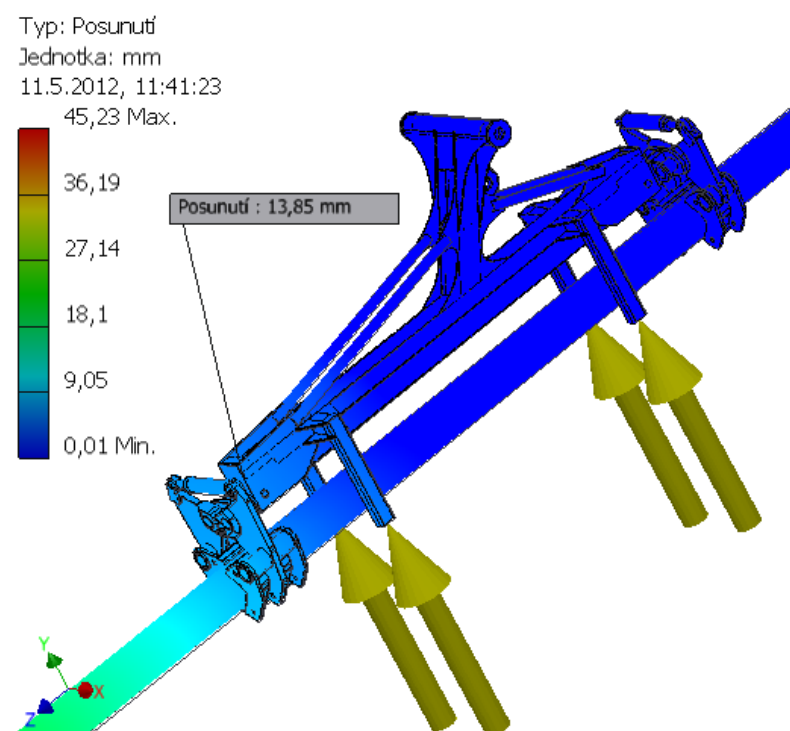
Na obr. 5.5 je vidět maximální redukované napětí 328MPa, což je hodnota, která se s malou odchylkou rovná hodnotě meze kluzu materiálu St52-3N, ze kterého jsou vytvořené Svařence1,2. Tato hodnota je $R_e = 325\text{MPa}$.

Na obr. 5.6 je znázorněno napětí v místě spojení dosedací nohy s tělem svařence1 a je v tomto místě zřejmé redukované napětí 163MPa. Tato hodnota bude porovnána s pevnostní analýzou pro původní stavbu konstrukce.



Obr. 5.6 Znázornění napětí v místě spojení dosedací nohy s tělem Svařence1

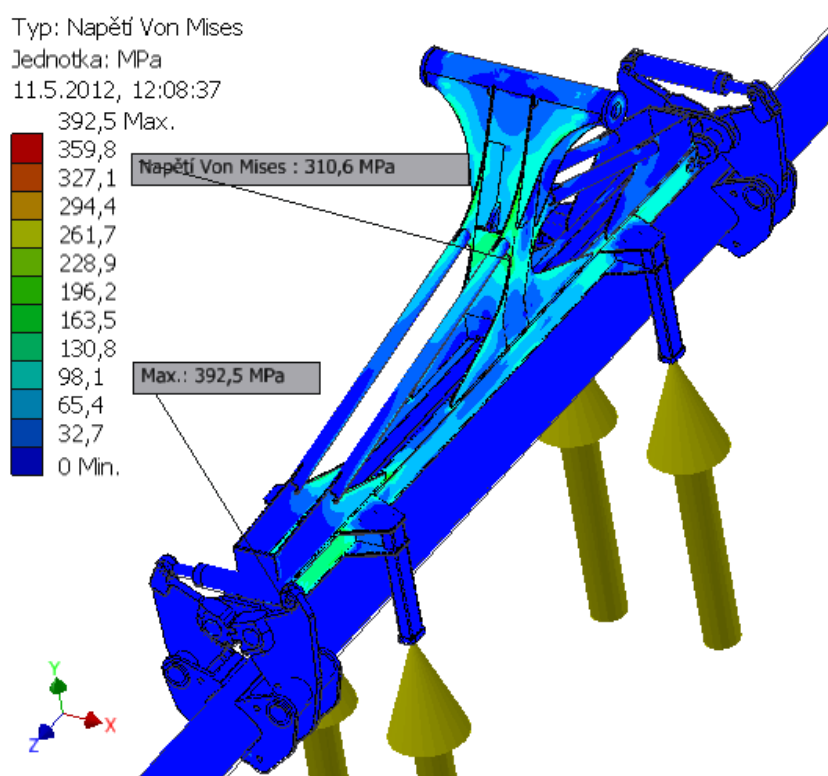
Z obrázku 5.7 jde vidět, že se deformace projevuje jako posun celku. Z tohoto důvodu je maximální posunutí na konci trubky téměř 45mm. Posunutí na konci trubky je vzhledem k rozměrům a použitých profilů vyhovující. Posun v oblasti na konci Svařenců1,2 je do 15mm.



Obr. 5.7 Znázornění deformace sestavy při silném nárazu

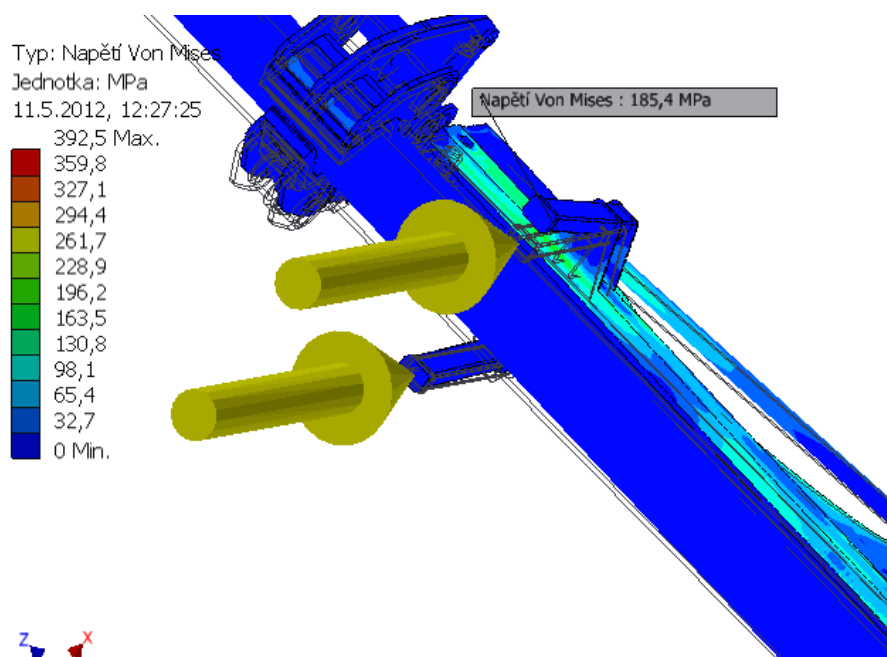
Pevnostní analýze původního zařízení při stejném zatížení

Na obr. 5.8 je znázorněná pevnostní analýza původní konstrukce, která je zatížena i uchycená stejně jako nově navržená konstrukce. V porovnání s nově navrženou konstrukcí je zřejmé, že v původní konstrukci vznikají výrazně vyšší redukované napětí. V porovnání s nově navrženou konstrukcí je zde hodnota redukovaného napětí vyšší více jak o 60MPa , což znamená výrazné zvýšení tuhosti nově navržené konstrukce.



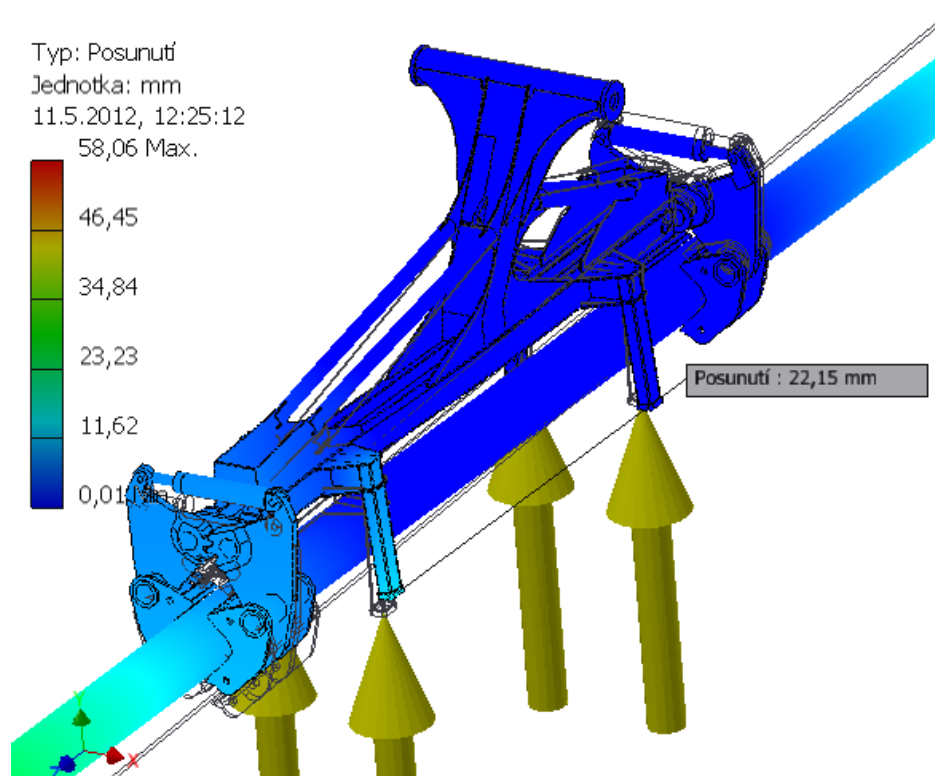
Obr. 5.8 Znázornění redukovaného napětí původní konstrukce

Z porovnání obr. 5.6, kde je znázorněné napětí v místě spoje dosedací nohy s tělem svařence1 nově navržené konstrukce a obr. 5.9, kde je znázorněno napětí ve stejném místě původní konstrukce, je zřejmé, že redukované napětí v původní konstrukci je výrazně vyšší než hodnota u nově navržené konstrukce. Hodnota redukovaného napětí ve jmenovaném místě v původní konstrukci je 186MPa a v nově navržené konstrukci se tato hodnota pohybuje okolo 160MPa.



Obr. 5.9 Znázornění napětí v místě spojení dosedací nohy s tělem Svařence1

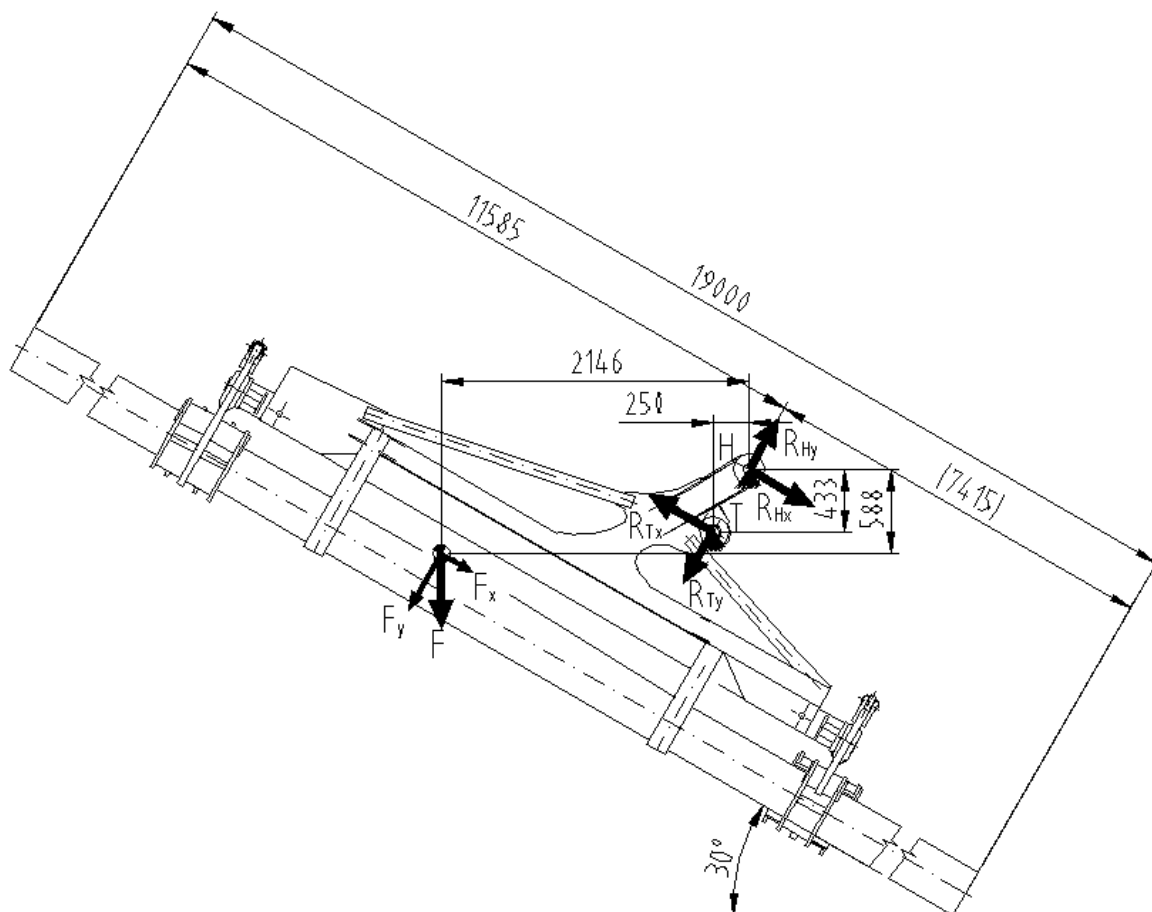
Obrázek 5.10 jen potvrzuje problémy z praxe, kde při silném nárazu dochází k posunům dosedacích nohou směrem od sebe a v místě spojení nohou a trupu svařence1 dochází k trvalým deformacím.



Obr. 5.10 Znázornění posunu původní konstrukce

5.3 Vyšetřování stavu 2: Pootočení o 30°

Na obr. 5.11 jsou znázorněny okrajové podmínky pro danou polohu. Celkové zatížení vychází ze součtu hmotností všech komponent, tak jako u předešlého případu. Síla působí v místě těžiště celé soustavy, které po změnění polohy o 30° také mění svou polohu, ale pouze vůči vetknutí. Těžiště se otáčí okolo stálého poloměru.



Obr. 5.11 Okrajové podmínky navržené konstrukce ve stavu 2

Výpočet sil, rozkládající sílu F pro zavedení silových poměrů do pevnostní analýzy

$$F_x = \cos 30^\circ \cdot F = \cos 30^\circ \cdot 53271 = 46134 N \quad (5.8)$$

$$F_y = \sin 30^\circ \cdot F = \sin 30^\circ \cdot 53271 = 26636 N \quad (5.9)$$

Hodnoty reakcí z programu

$$R_{Hx} = 151126 N$$

$$R_{Hy} = 119743 N$$

$$R_{Tx} = 177852 N$$

$$R_{Ty} = 73435 N$$

Výpočet výsledných reakcí

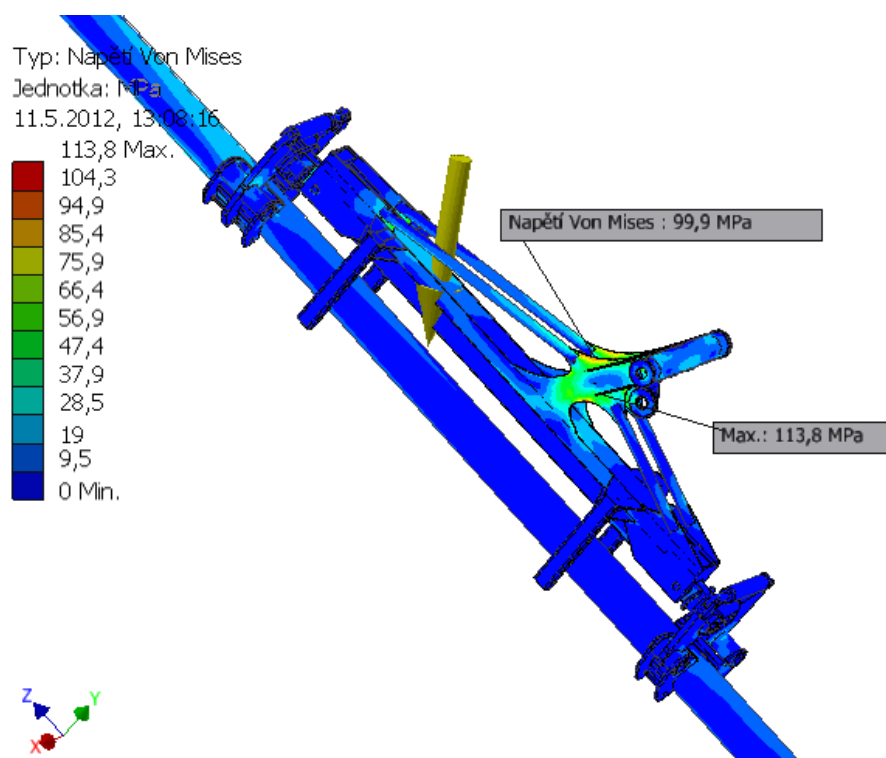
$$R_H = \sqrt{R_{Hx}^2 + R_{Hy}^2} = \sqrt{151126^2 + 119743^2} = 192815N \quad (5.10)$$

$$R_T = \sqrt{R_{Tx}^2 + R_{Ty}^2} = \sqrt{177852^2 + 73435^2} = 192416N \quad (5.11)$$

Pevnostní analýza pomocí metody MKP [6]

Redukované napětí:

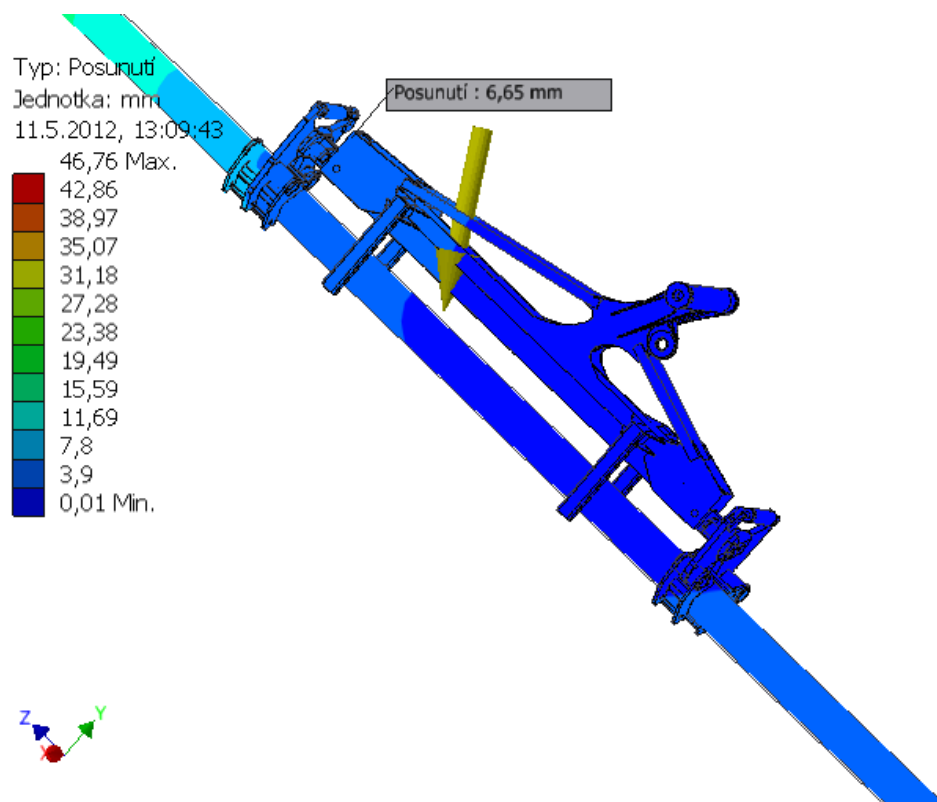
V poloze pootočení o 30°, viz obr. 5.12, dochází k největšímu redukovanému napětí na Svařencila to v oblasti „trupu“, tj. v místech připojení táhel. Dle obrázku tyto hodnoty nepřekračují 115MPa což je k hodnotě meze kluzu vyhovující.



Obr. 5.12 Redukované napětí v poloze pootočení o 30°

Deformace

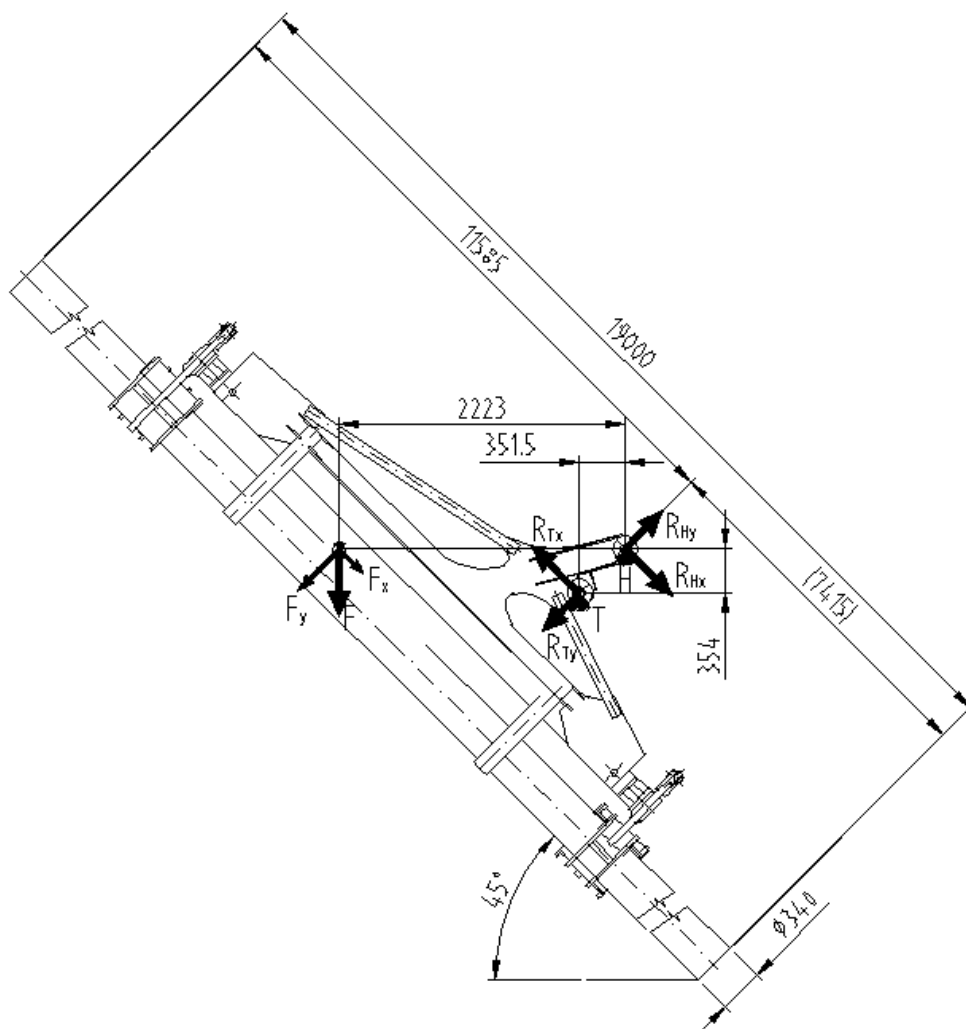
Jako v předešlém případě zanedbávám deformaci na konci trubky. Na obr. 5.13 je vidět, že maximální deformace v kritickém místě Svařence1 je max. 7 mm.



Obr. 5.13 Detailní zobrazení deformace Svařenců1,2 v poloze pootočení o 30°

5.4 Vyšetřování stavu 3: Pootočení o 45°

V tomto stavu nastává situace, kdy je těžiště celé sestavy vzdálené nejdále od místa vetknutí, kde dochází k rotaci. Na obr. 5.14, je tento bod označen písmenem „H“.



Obr. 5.14 Okrajové podmínky stavu 3

Výpočet sil, rozkládající sílu F pro zavedení silových poměrů do pevnostní analýzy

$$F_x = \cos 45^\circ \cdot F = \cos 45^\circ \cdot 53271 = 37668N \quad (5.12)$$

$$F_y = \sin 45^\circ \cdot F = \sin 45^\circ \cdot 53271 = 37668N \quad (5.13)$$

Hodnoty reakcí z programu

$$R_{Hx} = 156588N$$

$$R_{Hy} = 122116N$$

$$R_{Tx} = 194450N$$

$$R_{Ty} = 84318N$$

Výpočet výsledných reakcí

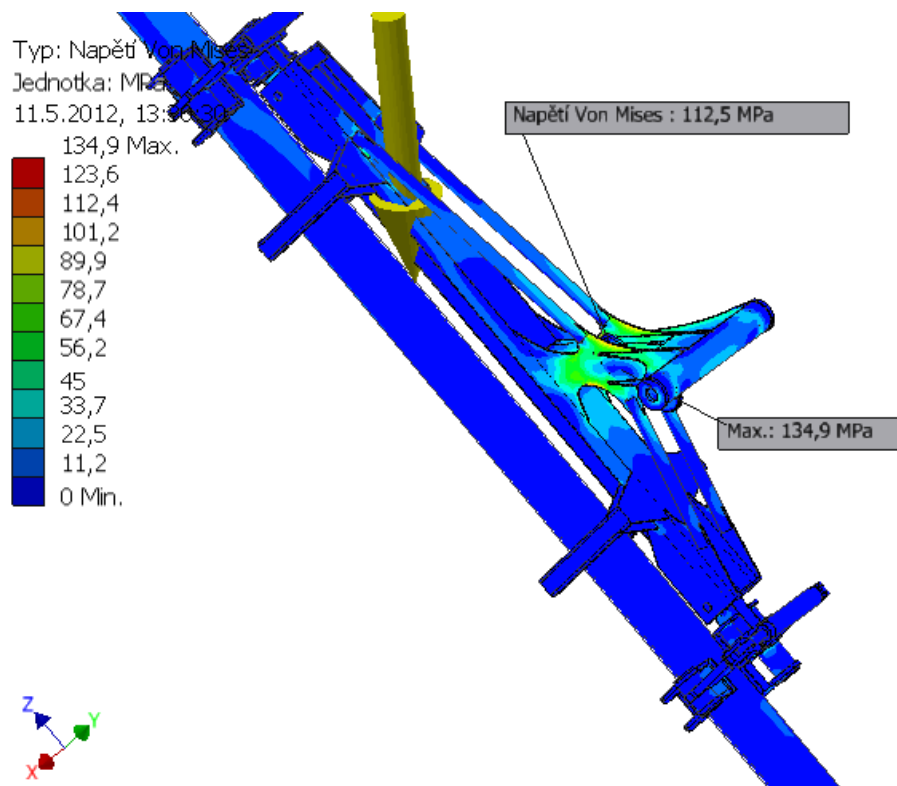
$$R_H = \sqrt{R_{Hx}^2 + R_{Hy}^2} = \sqrt{156588^2 + 122116^2} = 198575N \quad (5.14)$$

$$R_T = \sqrt{R_{Tx}^2 + R_{Ty}^2} = \sqrt{194450^2 + 84318^2} = 211944N \quad (5.15)$$

Pevnostní analýza pomocí metody MKP [6]

Redukované napětí:

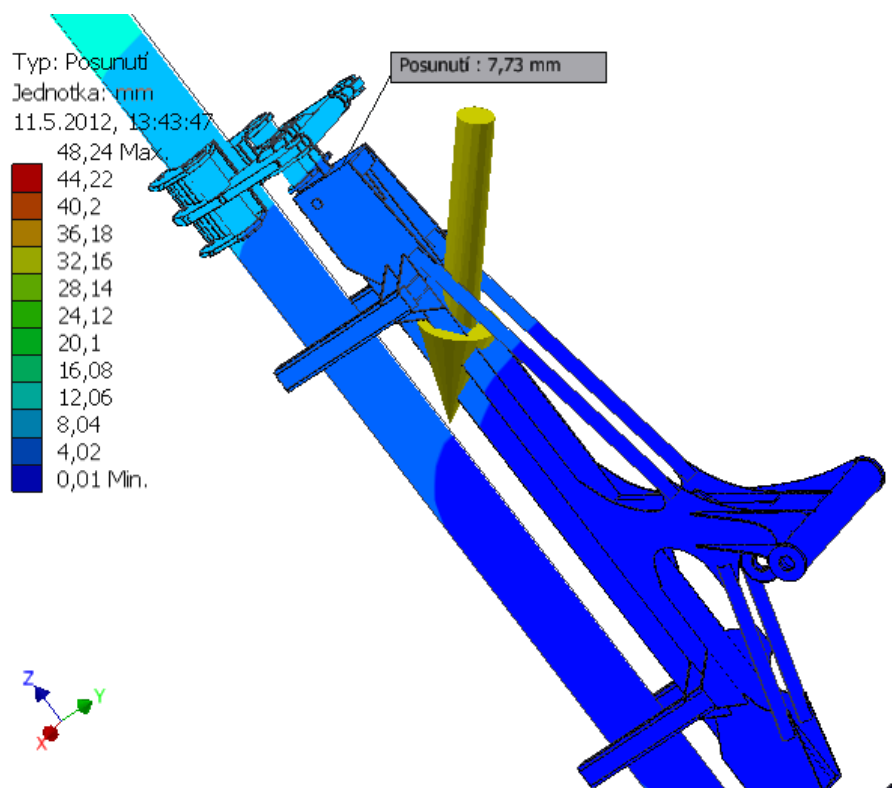
Z obrázku 5.15 je zřejmé maximální redukované napětí v místech „trupu“, kde se hodnota pohybuje okolo 135MPa. Tato hodnota je vyhovující.



Obr. 5.15 Redukované napětí v poloze pootočení o 45°

Deformace

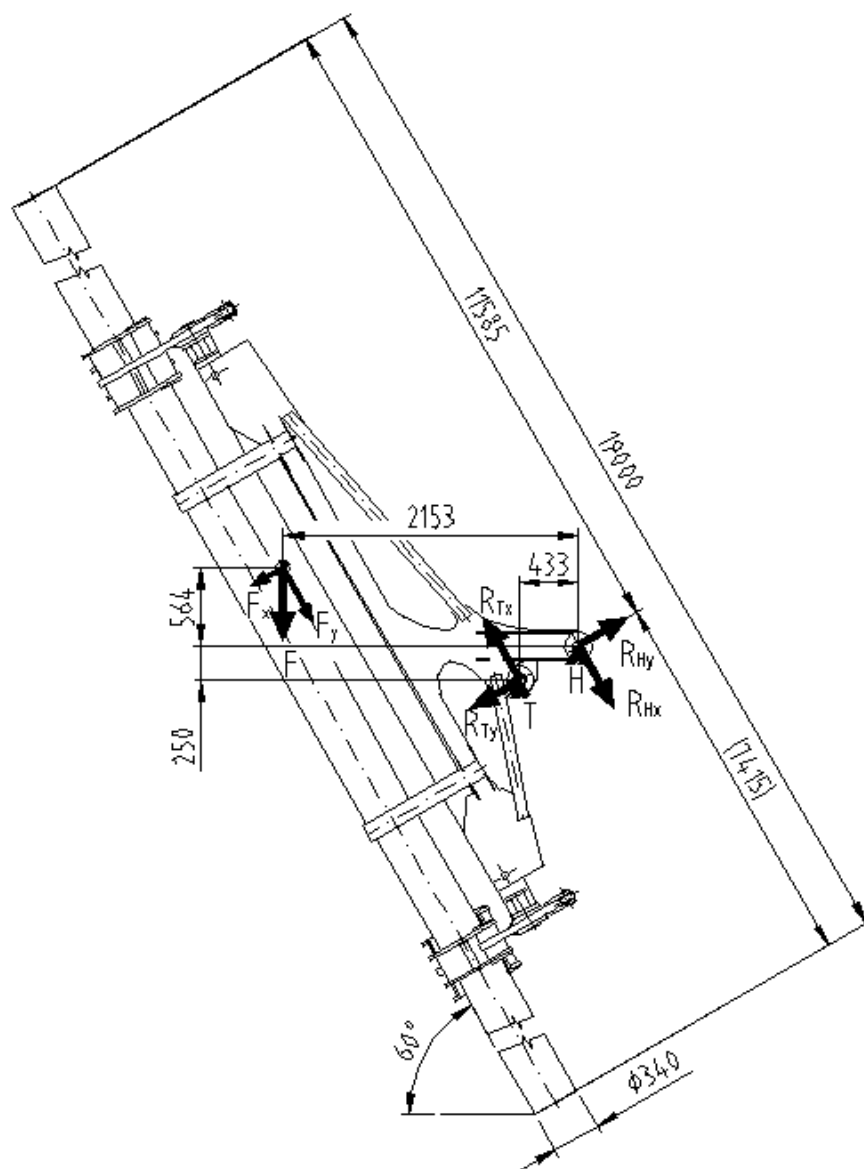
Z obr. 5.16 je zřejmé, že maximální deformace v kritickém místě Svařence1 je hodnota max. 8 mm.



Obr. 5.16 Detailní zobrazení deformace Svařenců1,2 v poloze pootočení o 45°

5.5 Vyšetřování stavu 4: Pootočení o 60°

Obrázek znázorňuje okrajové podmínky pro stav 4, ve kterém je celá sestava pootočená o hodnotu 60°.



Obr. 5.17 Okrajové podmínky stavu 4

Výpočet sil, rozkládající sílu F pro zavedení silových poměrů do pevnostní analýzy

$$F_x = \cos 60^\circ \cdot F = \cos 60^\circ \cdot 53271 = 26636N \quad (5.16)$$

$$F_y = \sin 60^\circ \cdot F = \sin 60^\circ \cdot 53271 = 46134N \quad (5.17)$$

Hodnoty reakcí z programu

$$R_{Hx} = 142680 N$$

$$R_{Hy} = 109786 N$$

$$R_{Tx} = 189037 N$$

$$R_{Ty} = 83093 N$$

Výpočet výsledných reakcí

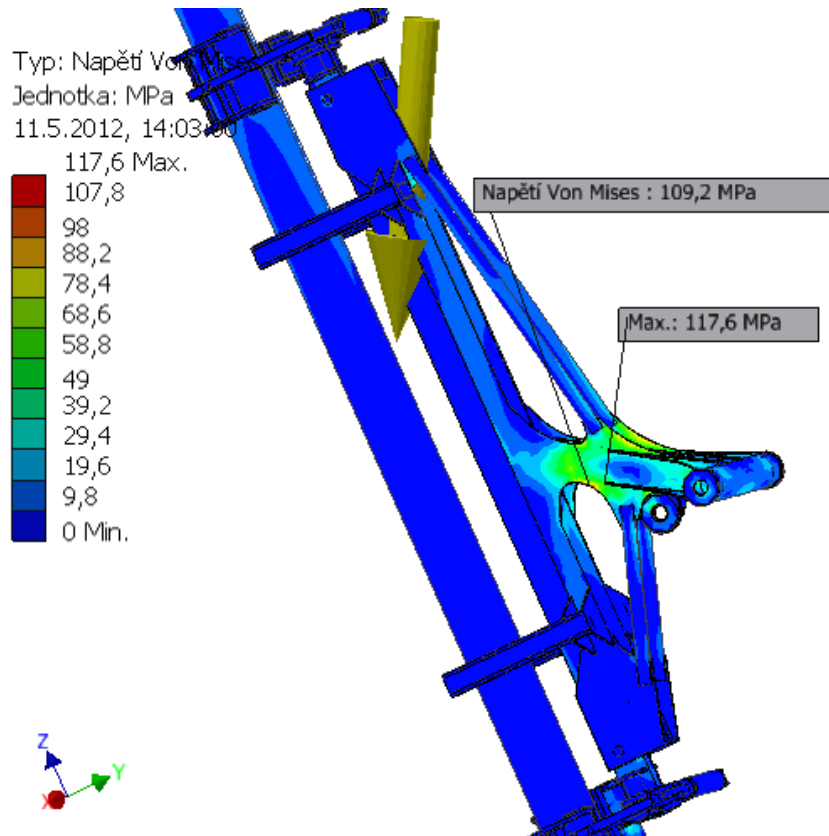
$$R_H = \sqrt{R_{Hx}^2 + R_{Hy}^2} = \sqrt{142680^2 + 109786^2} = 180029 N \quad (5.18)$$

$$R_T = \sqrt{R_{Tx}^2 + R_{Ty}^2} = \sqrt{189037^2 + 83093^2} = 206493 N \quad (5.19)$$

Pevnostní analýza pomocí metody MKP [6]

Redukované napětí:

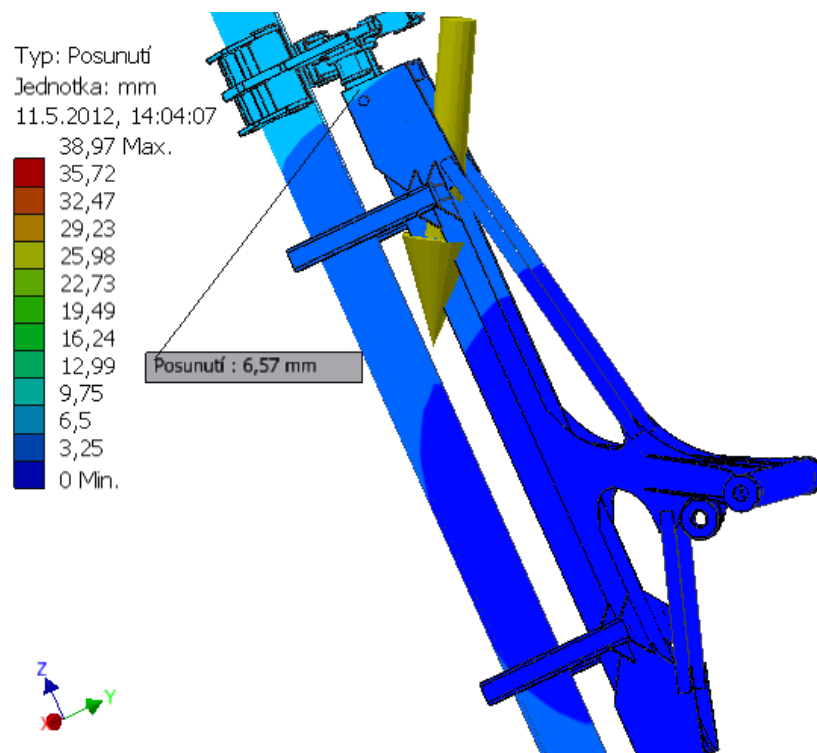
Z obrázku 5.18 je zřejmé maximální napětí v místech „trupu“. Tato hodnota nepřesahuje 120MPa, což splňuje podmínku.



Obr. 5.18 Redukované napětí v poloze pootočení o 60°

Deformace

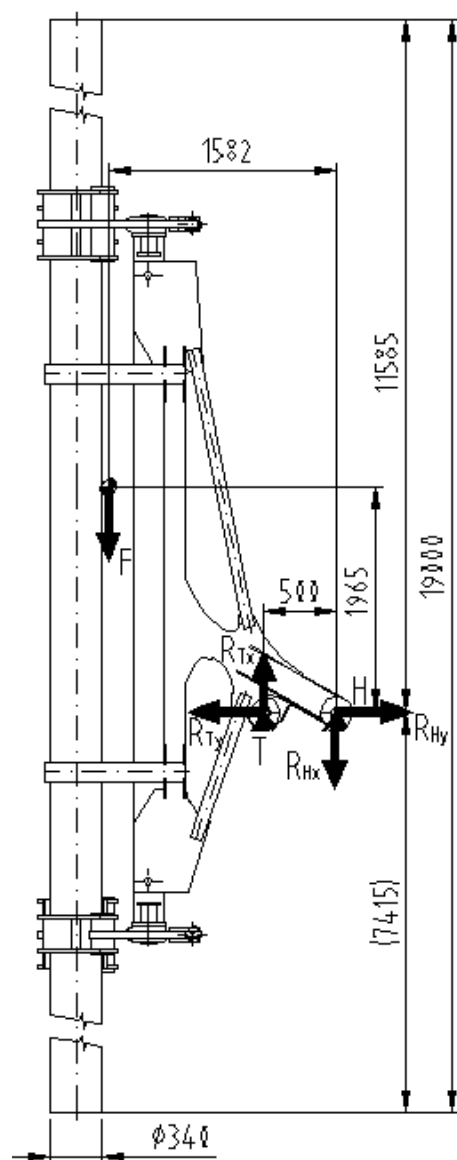
Z obr. 5.19 je zřejmé, že maximální deformace v kritickém místě Svařence1 je maximálně do 7 mm. Hodnota je naprosto vyhovující.



Obr. 5.19 Detailní zobrazení deformace svařenců v poloze pootočení o 60°

5.6 Vyšetřování stavu 5: Vertikální poloha

Obrázek 5.20 znázorňuje okrajové podmínky pro vertikální polohu.



Obr. 5.20 Okrajové podmínky stavu 5

Hodnoty reakcí z programu

$$R_{Hx} = 93167N$$

$$R_{Hy} = 68805N$$

$$R_{Tx} = 146864N$$

$$R_{Ty} = 68805N$$

Výpočet výsledných reakcí

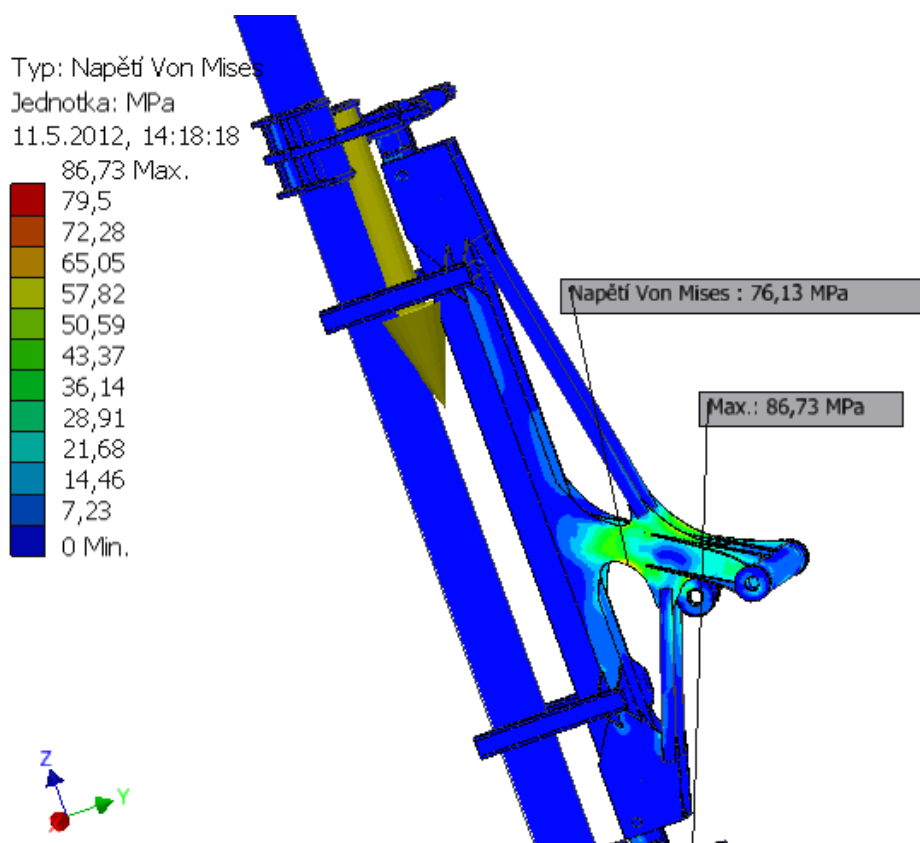
$$R_H = \sqrt{R_{Hx}^2 + R_{Hy}^2} = \sqrt{68805^2 + 93167^2} = 115820 N \quad (5.20)$$

$$R_T = \sqrt{R_{Tx}^2 + R_{Ty}^2} = \sqrt{68805^2 + 146864^2} = 162182 N \quad (5.21)$$

Pevnostní analýza pomocí metody MKP [6]

Redukované napětí:

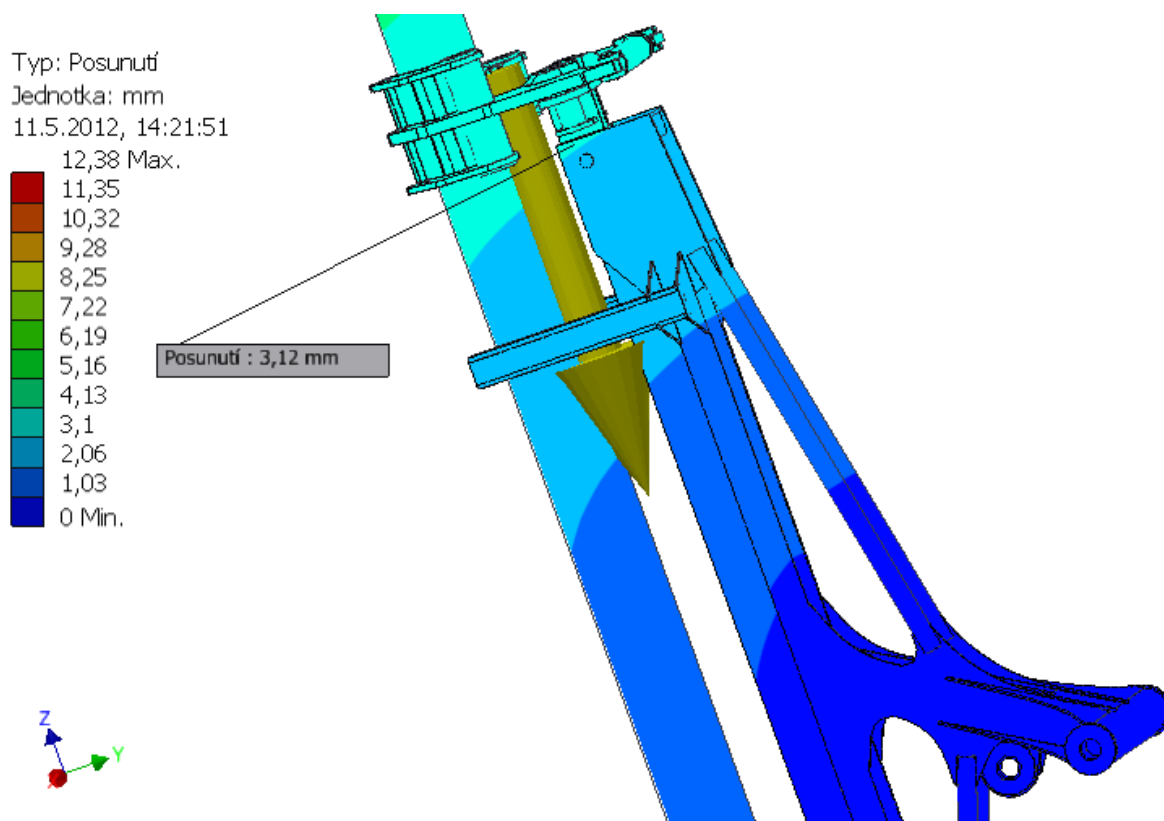
Ve vertikální poloze se hodnoty redukovaného napětí ve Svařencích1,2 pohybují okolo 80MPa, což je naprosto vyhovující. Obrázek 5.21 znázorňuje redukované napětí kompletní sestavy. Maximální redukované napětí se v tomto případě nachází v oblasti svěrky a to v části vrubu. Vzhledem k tomu, že jsou kontrolovány Svařence1,2, tuto hodnotu ignorují.



Obr. 5.21 Redukované napětí ve vertikální poloze

Deformace

Na obr. 5.22 je vidět, že maximální deformace v kritických místech Svařenců 1,2 jsou max. 4mm, což je v tomto případě vyhovující.



Obr. 5.22 Detailní zobrazení deformace Svařenců 1,2 ve vertikální poloze

6 Pevnostní kontrola spojovacích částí

6.1 Kontrola čepu spojující Svařenec1 a Svařenec2

Zatížení, které působí na čepy je vyvoláno z těchto hmotností:

Svařenec2+Svěrka+Svěrka+Trubka+Spojovací části

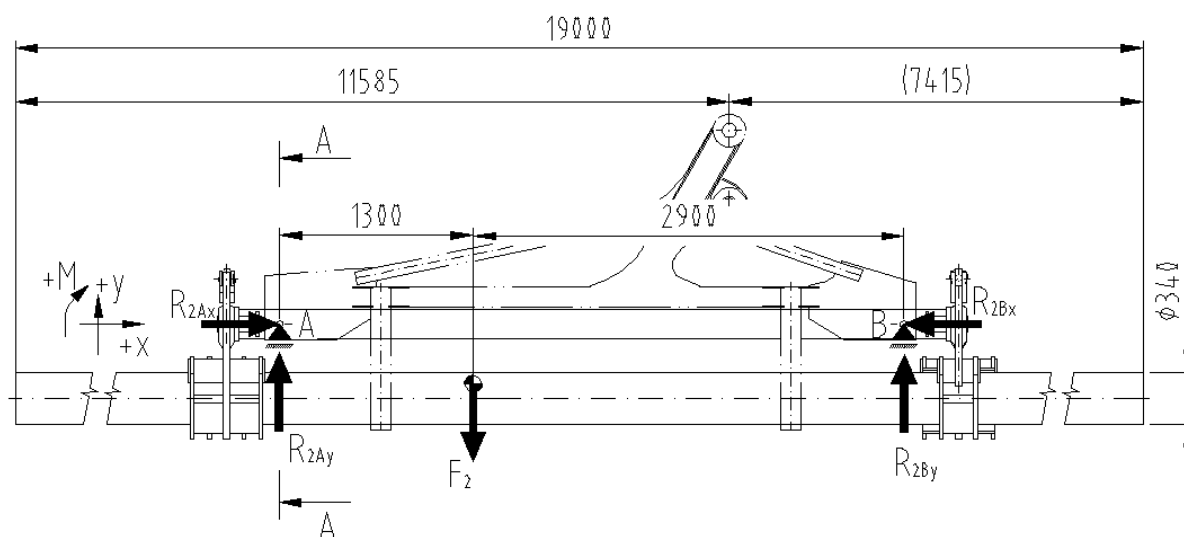
$$m_2 = m_{s2} + m_s + m_s + m_T + m_{sč} = 250 + 2 \cdot 510 + 3000 + 300 = 4570 \text{ kg} \quad (6.1)$$

Síla vycházející od hmotnosti m_2

$$F_2 = m_2 \cdot g = 4570 \cdot 9,81 = 44832 \text{ N} \quad (6.2)$$

6.1.1 Silový rozbor horizontální polohy

Síla F_2 působí v místě těžiště vyšetřované soustavy dle obrázku 6.1.



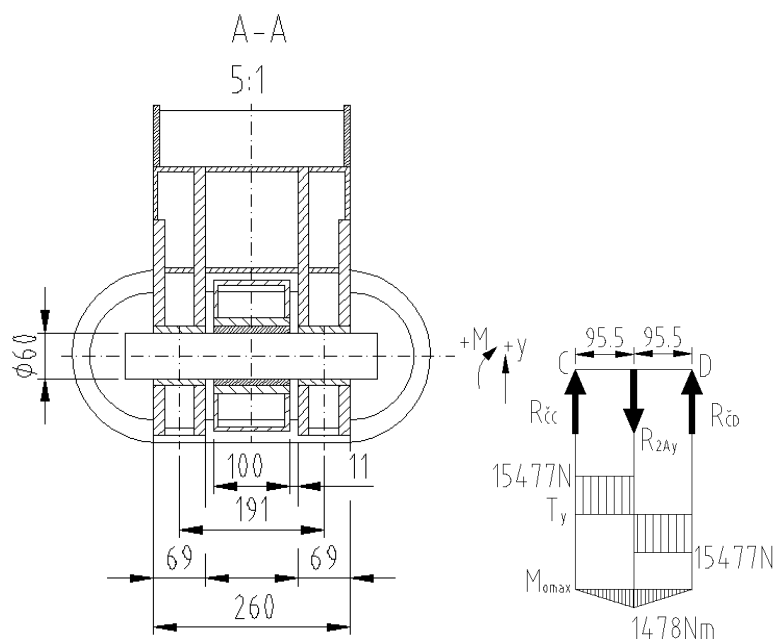
Obr. 6.1 Silový rozbor vyšetřované soustavy

Výpočet reakcí daného nosníku

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0 \\ F_2 \cdot 1300 - R_{2By} \cdot (1300 + 2900) &= 0 \rightarrow R_{2By} \\ R_{2By} &= \frac{F_2 \cdot 1300}{1300 + 2900} = \frac{44832 \cdot 1300}{4200} = 13877 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.3)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ R_{2Ay} - F_2 + R_{2By} &= 0 \rightarrow R_{2Ay} \\ R_{2Ay} &= F_2 - R_{2By} = 44832 - 13877 = 30955 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.4)$$

Rozbor zatížení čepu



Obr. 6.2 Uložení a sílový rozbor čepu

Výpočet reakcí čepu

Z obrázku 6.2 je zřejmé, že reakce $R_{cC} = R_{cD} = \frac{F_2}{2} = \frac{30955}{2} = 15477,5N$ (6.5)

$$\sum Fy = 0$$

$$R_{cC} - R_{2Ay} + R_{cD} = 0 \rightarrow R_{cC}$$

$$R_{cC} = R_{2Ay} - R_{cD} = 30955 - 15477,5 = 15477,5N$$
 (6.6)

Výpočet maximálního ohybového momentu

$$M_{o\max} = R_{cC} \cdot 95,5 = 15477,5 \cdot 95,5 = 1478101N \cdot mm$$
 (6.7)

Výpočet ohybového napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_{o\check{c}}}$$

Výpočet průřezového modulu v ohybu

$$W_{o\check{c}} = \frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21206mm^3$$
 (6.8)

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_{o\check{c}}} = \frac{1478101}{21206} = 70MPa$$
 (6.9)

Materiál čepu 1.4418, což je nerezová ocel, je zvolena z důvodu zabezpečení stálé funkce. Zařízení bude pracovat v různých venkovních prostředích, kde na něj může působit velmi agresivní látky a způsobit korozi, která může omezit funkci. Pro tento materiál dle Přílohy B odpovídá hodnota meze kluzu $R_e = 700MPa$.

Volím bezpečnost $k=2$. Tato bezpečnost je zvolena s ohledem na únavu materiálu.

Dovolené napětí v ohybu

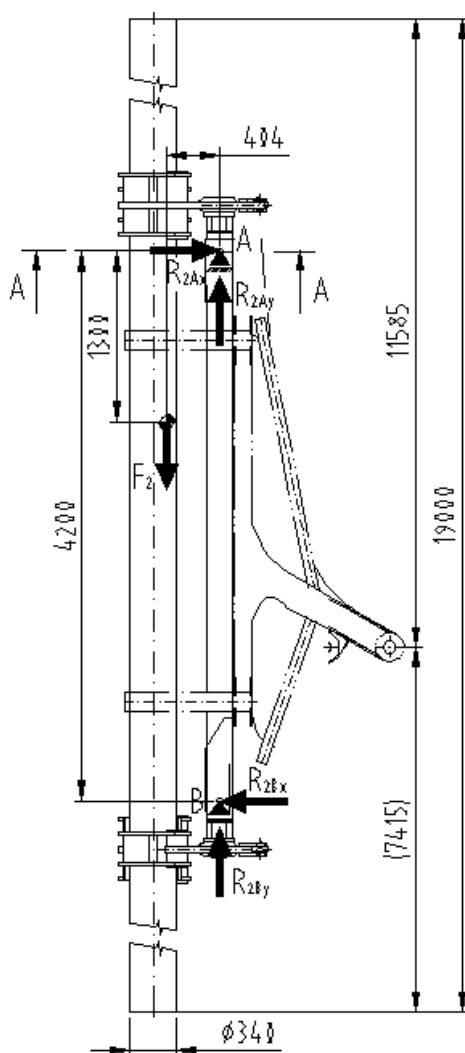
$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = \frac{700}{2} = 350MPa \quad (6.10)$$

$$\sigma_o = 70MPa \leq \sigma_{Do} = 350MPa$$

Čep na ohyb VYHOVUJE

6.1.2 Silový rozbor vertikální polohy

Síla F_2 působí v místě těžiště vyšetřované soustavy dle obrázku 6.3.



Obr. 6.3 Silový rozbor vyšetřované soustavy

Výpočet je proveden pro stav, kdy sílu F_2 nese pouze jeden čep v místě vetknutí A, dle obrázku 6.3.

Výpočet reakcí daného nosníku

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ R_{2Ay} - F_2 &= 0 \rightarrow R_{2Ay} \\ R_{2Ay} &= F_2 = 44832 \text{ N}\end{aligned}\tag{6.11}$$

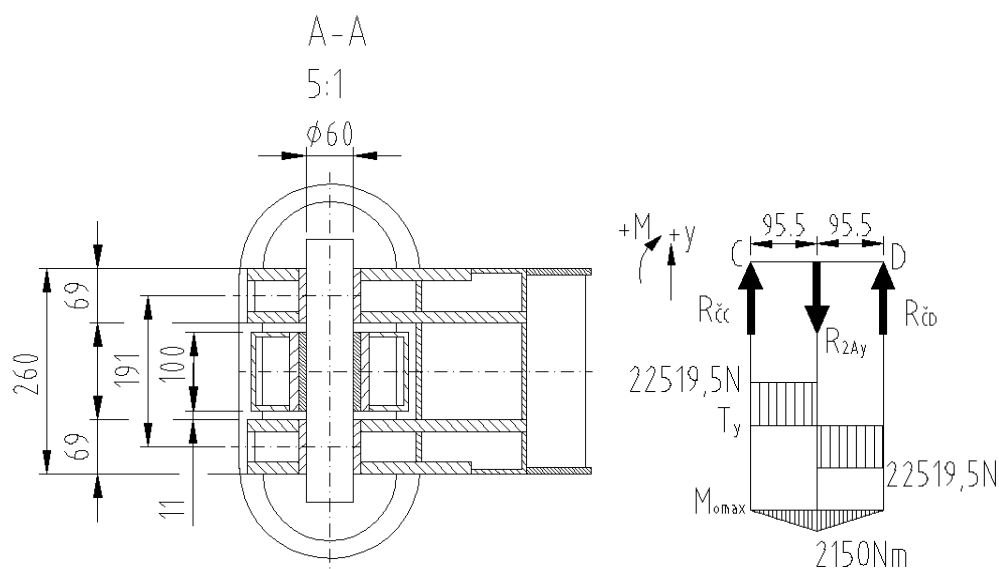
$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ -F_2 \cdot 404 + R_{2Bx} \cdot 4200 &= 0 \rightarrow R_{2Bx} \\ R_{2Bx} &= \frac{F_2 \cdot 404}{4200} = \frac{44832 \cdot 404}{4200} = 4313 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}\tag{6.12}$$

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ R_{2Ax} - R_{2Bx} &= 0 \rightarrow R_{2Ax} \\ R_{2Ax} &= R_{2Bx} = 4313 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}\tag{6.13}$$

Výpočet výsledné reakce v bodě A

$$R_{2A} = \sqrt{R_{2Ax}^2 + R_{2Ay}^2} = \sqrt{44832^2 + 4313^2} = 45039 \text{ N}\tag{6.14}$$

Rozbor zatížení čepu



Obr. 6.4 Uložení a sílový rozbor čepu

Výpočet reakcí čepu

$$\text{Z obrázku 6.4 je zřejmé, že reakce } R_{cc} = R_{cd} = \frac{F_2}{2} = \frac{45039}{2} = 22519,5 \text{ N}\tag{6.15}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ R_{\check{C}C} - R_{2Ay} + R_{\check{C}D} &= 0 \rightarrow R_{\check{C}C} \\ R_{\check{C}C} &= R_{2Ay} - R_{\check{C}D} = 45039 - 22519,5 = 22519,5N\end{aligned}\quad (6.16)$$

Výpočet maximálního ohybového momentu

$$M_{o\max} = R_{\check{C}C} \cdot 95,5 = 22519,5 \cdot 95,5 = 2150612N \cdot mm \quad (6.17)$$

Výpočet ohybového napětí

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_{o\check{C}}}$$

Výpočet průřezového modulu v ohybu

$$W_{o\check{C}} = \frac{\pi \cdot d_{\check{C}}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} = 21206mm^3 \quad (6.18)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_{o\check{C}}} = \frac{2150612}{21206} = 102MPa \quad (6.19)$$

Materiál čepu 1.4418, pro který dle Přílohy B odpovídá hodnota meze kluzu
 $Re = 700MPa$

Volím bezpečnost $k = 2$

Dovolené napětí v ohybu

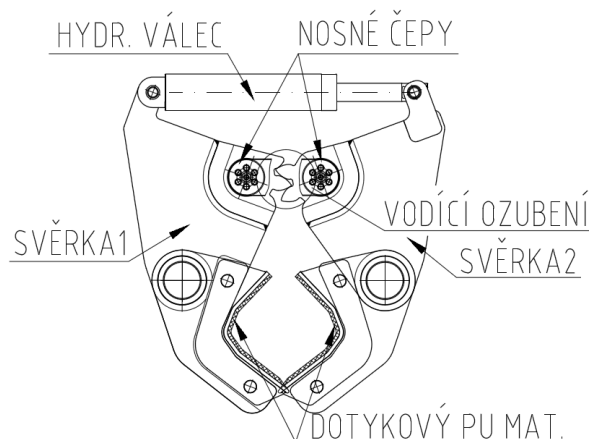
$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} = \frac{700}{2} = 350MPa \quad (6.20)$$

$$\sigma_o = 101MPa \leq \sigma_{Do} = 350MPa$$

Čep na ohyb VYHOVUJE

6.2 Rozbor svěrky a kontrola uchycení trubky

Rozbor svěrky



Obr. 6.5 Popis svěrky

Kontakt mezi vrtnou trubicí a svěrkou je v podstatě čárový. Přenos síly mezi vrtnou trubicí a svěrkou je pouze pomocí třecí síly, která je vyvinuta od hydraulického válce. Materiál vrtné trubky je ocel a vložky na svěrkách 1,2 jsou z pryže. Koeficient tření mezi ocel-pryž $f_{O-P} = 0,2$.

Základní parametry kontaktních materiálů

Kontaktní plochy	Hustota $\rho[\text{kg/m}^3]$	Modul pružnosti v tahu $E[\text{MPa}]$	Modul pružnosti ve smyku $G[\text{MPa}]$	Poissonovo číslo $\mu[-]$
OCEL	7850	$2,1 \cdot 10^5$	$8,1 \cdot 10^4$	0,29
PRYŽ	1200	25	8,6	0,5

Tabulka 1 - Základní parametry kontaktních materiálů

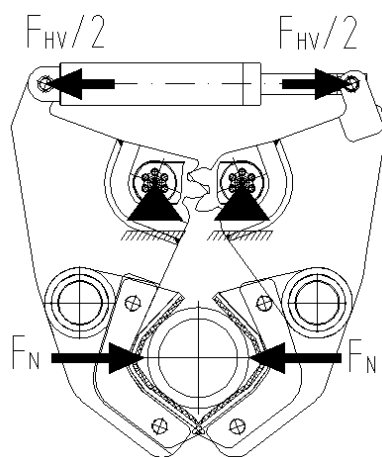
6.2.1 Vyšetření stavu sevření pro $D_{\max}=340\text{mm}$

Maximální třecí síla je vyvozena od maximální hmotnosti vrtné trubky daného průměru, která je:

$$m_{\max} = 3000\text{kg}$$

Výpočet třecí síly

$$F_{T\max} = m_{\max} \cdot g = 3000 \cdot 9,81 = 29430\text{N} \quad (6.21)$$



Obr. 6.6 Schéma zatížení svěrky

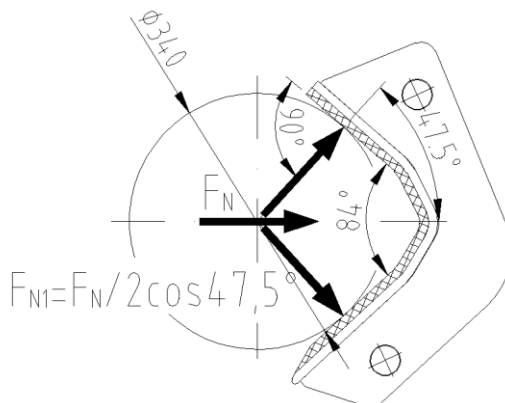
Třecí síla pro jednu svěrku

$$F_{T1} = \frac{F_{T \max}}{2} = \frac{29430}{2} = 14715 N \quad (6.22)$$

Výpočet přítláčné síly F_N

$$F_N = \frac{F_{T1}}{f_{O-P}} = \frac{14715}{0,2} = 73575 N \quad (6.23)$$

Znázornění kontaktu vrtné trubky s pryžovou vložkou



Obr. 6.7 Schéma kontaktu vrtné trubky s pryžovou vložkou

Výpočet síly F_{N1}

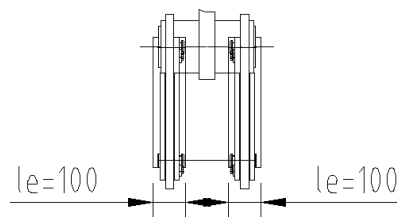
$$F_{N1} = \frac{F_N}{2 \cdot \cos 47,5^\circ} = \frac{73575}{2 \cdot \cos 47,5^\circ} = 54453 N \quad (6.24)$$

Kontaktní délka L_k vychází z počtu přitlačných elementů. Výpočet bude proveden pouze pro dva přitlačné elementy ($n=2$) o délce každého z nich $l_e = 100mm$

Výpočet kontaktní délky

$$L_k = n \cdot l_e = 2 \cdot 100 = 200mm \quad (6.25)$$

Znázornění přitlačných elementů



Obr. 6.8 Schéma délek přitlačných elementů

Teorie Hertzových tlaků

Poloměru vtlačovaného potrubí R_{\max}

$$R_{\max} = \frac{D_{\max}}{2} = \frac{340}{2} = 170mm \quad (6.26)$$

Efektivní modul pružnosti E_{ef}

$$E_{ef} = \frac{1}{\frac{1 - \mu_{oc}^2}{2 \cdot E_{oc}} + \frac{1 - \mu_p^2}{2 \cdot E_p}} = \frac{1}{\frac{1 - 0,29^2}{2 \cdot 210000} + \frac{1 - 0,5^2}{2 \cdot 25}} = 66,7MPa \quad (6.27)$$

Efektivní kontaktní poloměr R_{ef}

$$R_{ef} = \frac{1}{\frac{1}{R_{\max}} + \frac{1}{R_p}} = \frac{1}{\frac{1}{170} + \frac{1}{\infty}} = \frac{1}{\frac{1}{170} + 0} = 170mm \quad (6.28)$$

R_p ... poloměr pryžového elementu, který je v mém případě rovný

Šířka vtisku do kontaktního elementu a

$$a = 2 \cdot \left(\frac{2}{\pi} \cdot \frac{F_{N1}}{L_k} \cdot \frac{R_{ef}}{E_{ef}} \right)^{0,5} = 2 \cdot \left(\frac{2}{\pi} \cdot \frac{54453}{200} \cdot \frac{170}{66,7} \right)^{0,5} = 42,04mm \quad (6.29)$$

Průměrný kontaktní tlak pryžového elementu p_p

$$p_p = \frac{\frac{F_{N1}}{L_k}}{2 \cdot a} = \frac{\frac{54453}{200}}{2 \cdot 42,04} = 3,24 \text{ MPa} \quad (6.29)$$

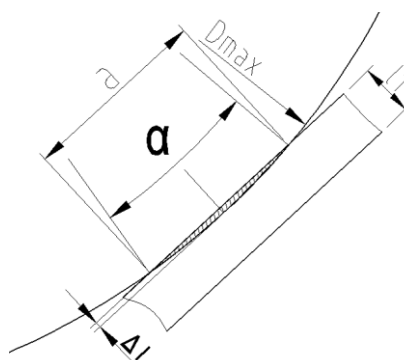
Maximální kontaktní tlak

$$p_{\max} = \frac{4}{\pi} \cdot p_p = \frac{4}{\pi} \cdot 3,24 = 4,13 \text{ MPa} \quad (6.30)$$

Úhel sevření od poměrné deformace kontaktního elementu α

$$\alpha = \frac{a \cdot 360^\circ}{\pi \cdot D_{\max}} = \frac{0,04204 \cdot 360^\circ}{\pi \cdot 0,34} = 14,17^\circ \quad (6.31)$$

Na obrázku 6.9 je znázornění vtisknutí vrtné trubky do pryžového elementu a pomocí (5), kde je přesně nastaven úhel sevření, je odečtena hodnota velikosti deformace Δl .



Obr. 6.9 Schéma vtláčení do kontaktního elementu

Odečtená velikost deformace je $\Delta l = 1,3 \text{ mm}$

Tloušťka pryžového elementu je $l_1 = 12 \text{ mm}$

Poměrné stlačení pryžového elementu ε_p

$$\varepsilon_p = \frac{\Delta l}{l_1} \cdot 100 = \frac{1,3}{12} \cdot 100 = 10,8\% \quad (6.32)$$

Pro pryžový element je doporučená poměrné stlačení do 15%, což můj případ splňuje. Vypočítané výsledky vyhovují pro stav, kdy vrtná trubku o průměru $D_{\max}=340 \text{ mm}$ a hmotnosti 3000kg drží pouze jedna svěrka a dva přítlačné elementy na každé straně svěrky.

Ve skutečnosti vrtnou trubku drží dvě svěrky, které obsahují dva přitlačné elementy na jedné straně a tři přitlačné elementy na straně druhé. Výpočet je proveden pro nejnepříznivější stav.

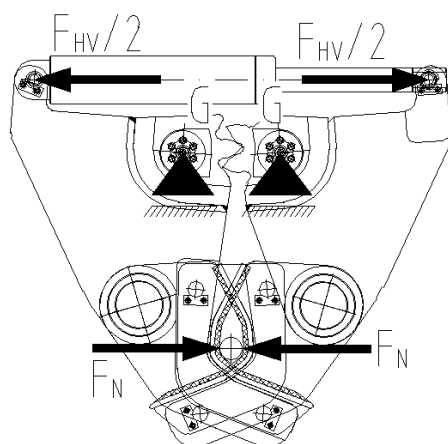
6.2.2 Vyšetření stavu sevření pro $D_{\min}=60\text{mm}$

Maximální třecí síla je vyvozena od maximální hmotnosti vrtné trubky daného průměru.

$$m_{\min} = 1500\text{kg}$$

Výpočet třecí síly

$$F_{T\max} = m_{\min} \cdot g = 1500 \cdot 9,81 = 14715\text{N} \quad (6.33)$$



Obr. 6.10 Schéma zatížení svěrky

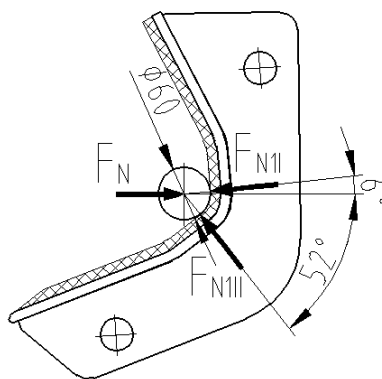
Třecí síla pro jednu svěrku

$$F_{T1} = \frac{F_{T\max}}{2} = \frac{14715}{2} = 7358\text{N} \quad (6.34)$$

Výpočet přitlačné síly F_N

$$F_N = \frac{F_{T1}}{f_{O-P}} = \frac{7358}{0,2} = 36790\text{N} \quad (6.35)$$

Znázornění kontaktu vrtné trubky s pryžovou vložkou



Obr. 6.11 Schéma kontaktu vrtné trubky s pryžovou vložkou

Výpočet síly F_{N1I} a F_{N1II}

$$F_{N1I} = \frac{F_N}{2 \cdot \cos 6^\circ} = \frac{36790}{2 \cdot \cos 6^\circ} = 18497 N \quad (6.36)$$

$$F_{N1II} = \frac{F_N}{2 \cdot \cos 52^\circ} = \frac{36790}{2 \cdot \cos 52^\circ} = 29879 N \quad (6.37)$$

Pro další fázi výpočtu budu brát větší hodnotu z dvojice sil F_{N1I} a F_{N1II} , které jsou znázorněny na obrázku 6.11.

Z výpočtu vyplývá, že větší ze sil je:

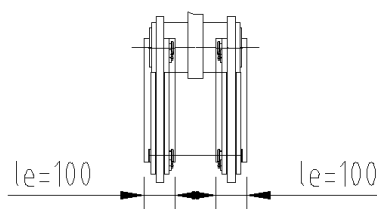
$$F_{N1II} = 29879 N.$$

Kontaktní délka L_k vychází z počtu přitlačných elementů. Výpočet bude proveden pouze pro dva přitlačné elementy ($n=2$) o délce každého z nich $l_e = 100 mm$

Výpočet kontaktní délky

$$L_k = n \cdot l_e = 2 \cdot 100 = 200 mm \quad (6.38)$$

Znázornění přitlačných elementů



Obr. 6.12 Schéma délek přitlačných elementů

Teorie Hertzových tlaků

Poloměru vtlačovaného potrubí R_{\min}

$$R_{\min} = \frac{D_{\min}}{2} = \frac{60}{2} = 30mm \quad (6.39)$$

Efektivní modul pružnosti E_{ef}

$$E_{ef} = \frac{1}{\frac{1-\mu_{oc}^2}{2 \cdot E_{oc}} + \frac{1-\mu_p^2}{2 \cdot E_p}} = \frac{1}{\frac{1-0,29^2}{2 \cdot 210000} + \frac{1-0,5^2}{2 \cdot 25}} = 66,7MPa \quad (6.40)$$

Efektivní kontaktní poloměr R_{ef}

$$R_{ef} = \frac{1}{\frac{1}{R_{\min}} + \frac{1}{R_p}} = \frac{1}{\frac{1}{30} + \frac{1}{\infty}} = \frac{1}{\frac{1}{30} + 0} = 30mm \quad (6.41)$$

R_p ... poloměr pryžového elementu, který je v mém případě rovný

Šířka vtisku do kontaktního elementu a

$$a = 2 \cdot \left(\frac{2}{\pi} \cdot \frac{F_{NIII}}{L_k} \cdot \frac{R_{ef}}{E_{ef}} \right)^{0,5} = 2 \cdot \left(\frac{2}{\pi} \cdot \frac{29879}{200} \cdot \frac{30}{66,7} \right)^{0,5} = 13mm \quad (6.42)$$

Průměrný kontaktní tlak pryžového elementu p_p

$$p_p = \frac{\frac{F_{NIII}}{L_k}}{2 \cdot a} = \frac{\frac{29879}{200}}{2 \cdot 13} = 5,7MPa \quad (6.43)$$

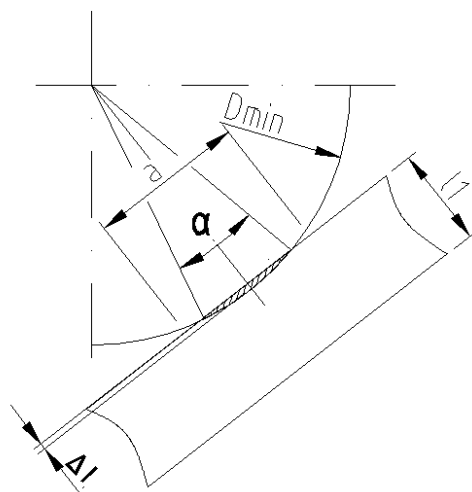
Maximální kontaktní tlak

$$p_{\max} = \frac{4}{\pi} \cdot p_p = \frac{4}{\pi} \cdot 5,7 = 7,3MPa \quad (6.44)$$

Úhel sevření od poměrné deformace kontaktního elementu α

$$\alpha = \frac{a \cdot 360^\circ}{\pi \cdot D_{\min}} = \frac{0,013 \cdot 360^\circ}{\pi \cdot 0,06} = 24,83^\circ \quad (6.45)$$

Na obrázku 6.13 je znázornění vtisknutí vrtné trubky do pryžového elementu a pomocí (5), kde je přesně nastaven úhel sevření, je odečtena hodnota velikosti deformace Δl



Obr. 6.13 Schéma vtlačení do kontaktního elementu

Odečtená velikost deformace je $\Delta l = 0,73mm$

Tloušťka pryžového elementu je $l_1 = 12mm$

Poměrné stlačení pryžového elementu ε_p

$$\varepsilon_p = \frac{\Delta l}{l_1} \cdot 100 = \frac{0,73}{12} \cdot 100 = 6\% \quad (6.46)$$

Pro pryžový element je doporučená poměrné stlačení do 15%, což můj případ splňuje. Vypočítané výsledky vyhovují pro stav, kdy vrtnou trubku o průměru $D_{min}=60mm$ a hmotnosti 1500kg drží pouze jedna svěrka a dva přítlačné elementy na každé straně svěrky. Ve skutečnosti vrtnou trubku drží dvě svěrky, které obsahují dva přítlačné elementy na jedné straně a tři přítlačné elementy na straně druhé. Výpočet je proveden pro nejnepříznivější stav.

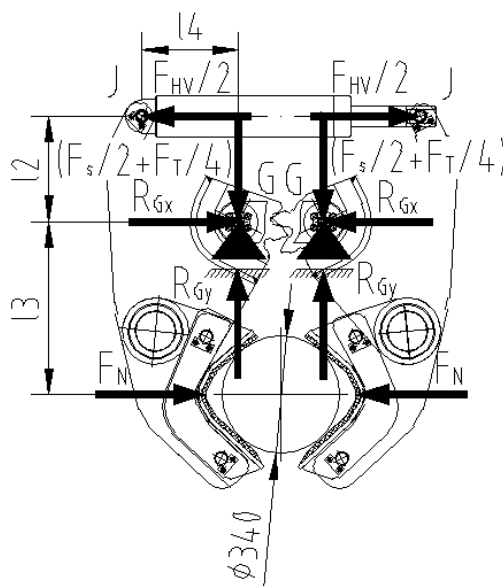
6.3 Návrh pohonu svěrky

Výpočet pohonu svěrky bude proveden pro sevření maximálního průměru trubky s maximální hmotností. Ostatní menší průměry mají i menší hmotnost a sevření pro tyto stavy bude dostačující.

A. Vyšetřování polohy pro průměr vrtné trubky $D_{\max}=340\text{mm}$

F_S ... hmotnost svěrky, viz kapitola 5.1

F_T ... hmotnost trubky, viz kapitola 5.1



Obr. 6.14 Silový rozbor svěrky pro $D_{\max}=340\text{mm}$

Výpočet síly vyvozující hydraulický válec F_{HV}

$$\sum M_G = 0$$

$$\frac{F_{HV}}{2} \cdot l_2 = F_N \cdot l_3 \rightarrow F_{HV}$$

$$F_{HV} = \frac{2 \cdot F_N \cdot l_3}{l_2} = \frac{2 \cdot 73575 \cdot 500}{306} = 240441\text{N}$$

(6.47)

Výpočet reakcí

$$\sum F_x = 0$$

$$-\frac{F_{HV}}{2} + R_{Gx} + F_N = 0 \rightarrow R_{Gx}$$

$$R_{Gx} = \frac{F_{HV}}{2} - F_N = \frac{240441}{2} - 73575 = 46645,5\text{N}$$

(6.48)

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Gy} - \left(\frac{F_S}{2} + \frac{F_T}{4}\right) = 0 \rightarrow R_{Gy}$$

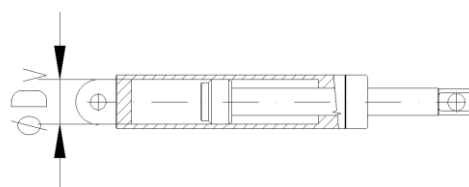
$$R_{Gy} = \frac{F_S}{2} + \frac{F_T}{4} = \frac{5004}{2} + \frac{29430}{4} = 9859,5N \quad (6.49)$$

Výpočet celkové reakce R_G

$$R_G = \sqrt{R_{Gx}^2 + R_{Gy}^2} = \sqrt{46645,5^2 + 9859,5^2} = 47677N \quad (6.50)$$

Volba hydraulického válce

Ze systému je možno získat tlakovou kapalinu o velikosti tlaku $p_{\max}=30\text{MPa}=300\text{bar}$



Obr. 6.15 Znázornění hydraulického válce

Výpočet vnitřního průměru hydraulického válce $\varnothing D_v$

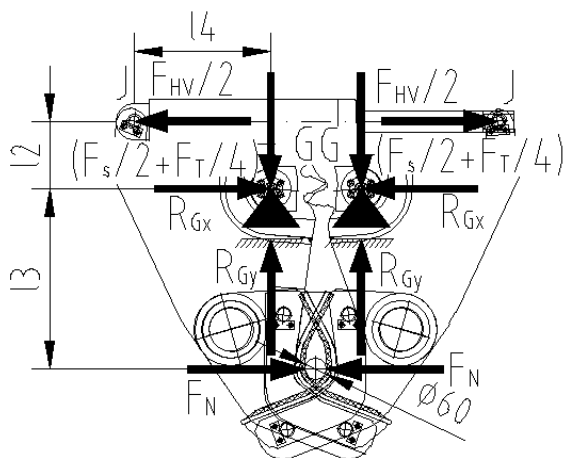
$$p = \frac{F_{HV}}{S} = \frac{F_{HV}}{\frac{\pi \cdot D_v^2}{4}} \rightarrow D_v$$

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{HV}}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 240441}{\pi \cdot 30}} = 100mm \quad (6.51)$$

B. Vyšetřování polohy pro průměr vrtné trubky $D_{\min}=60\text{mm}$

F_S ... hmotnost svěrky, viz kapitola 5.1

F_T ... hmotnost trubky, viz kapitola 5.1



Obr. 6.16 Silový rozbor svěrky $D_{\min}=60\text{mm}$

Výpočet síly vyvozující hydraulický válec F_{HV}

$$M_G = 0$$

$$\frac{F_{HV}}{2} \cdot l_2 = F_N \cdot l_3 \rightarrow F_{HV}$$

$$F_{HV} = \frac{2 \cdot F_N \cdot l_3}{l_2} = \frac{2 \cdot 36790 \cdot 492}{183} = 197822 \text{ N} \quad (6.52)$$

Výpočet reakcí

$$\sum F_x = 0$$

$$-\frac{F_{HV}}{2} + R_{Gx} + F_N = 0 \rightarrow R_{Gx}$$

$$R_{Gx} = \frac{F_{HV}}{2} - F_N = \frac{197822}{2} - 36790 = 62121 \text{ N} \quad (6.53)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Gy} - \left(\frac{F_S}{2} + \frac{F_T}{4} \right) = 0 \rightarrow R_{Gy}$$

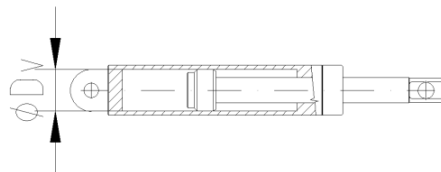
$$R_{Gy} = \frac{F_S}{2} + \frac{F_T}{4} = \frac{5004}{2} + \frac{29430}{4} = 9860 \text{ N} \quad (6.54)$$

Výpočet celkové reakce R_G

$$R_G = \sqrt{R_{Gx}^2 + R_{Gy}^2} = \sqrt{62121^2 + 9860^2} = 62899N \quad (6.55)$$

Volba hydraulického válce

Ze systému je možno získat tlakovou kapalinu o velikosti tlaku $p_{\max}=30\text{MPa}=300\text{bar}$



Obr. 6.17 Znázornění hydraulického válce

Výpočet vnitřního průměru hydraulického válce $\varnothing D_v$

$$p = \frac{F_{HV}}{S} = \frac{F_{HV}}{\frac{\pi \cdot D_v^2}{4}} \rightarrow D_v$$

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{HV}}{\pi \cdot p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 197822}{\pi \cdot 30}} = 92\text{mm} \quad (6.56)$$

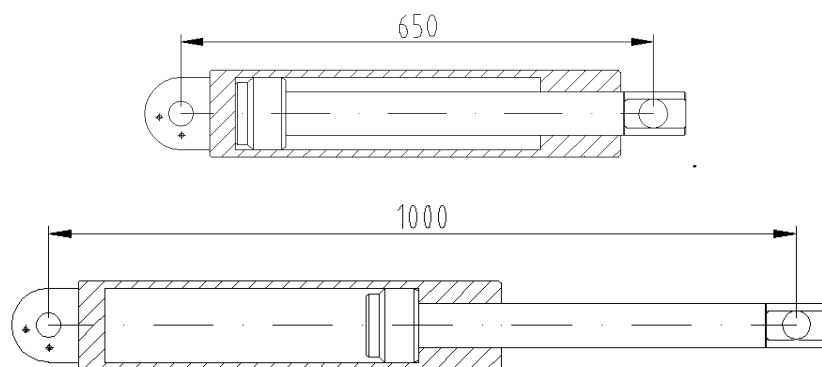
Z porovnání hodnot velikosti vnitřního průměru hydraulického válce $\varnothing D_v$ pro průměr trubky $D_{\max}=340\text{mm}$ (řešení A) a $D_{\min}=60\text{mm}$ (řešení B), je větší vypočítaný průměr pro průměr trubky $D_{\max}=340\text{mm}$ (řešení A). Z toho vyplývá, že volba hydraulického válce se bude volit z těchto parametrů:

Vnitřní průměr hydraulického válce: $D_v = 100\text{mm}$. Nebo z průměru D_v vycházející tlačná

$$\text{plocha čela pístu: } S_{D_v} = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} = \frac{\pi \cdot 100^2}{4} = 8012\text{mm}^2 \quad (6.57)$$

Přívod tlakové kapaliny o tlaku: $p = 300\text{bar}$

Rozsah potřebného maxima a minima vysunutí pístu dle obrázku 6.18.



Obr. 6.18 Znárodnění rozsahu vysunutí pístu

Hydraulický válec se bude vyrábět ve firmě Huisman pro tyto parametry:

Vnitřní průměr hydraulického válce: $D_v=100\text{mm}$

Průměr pístní tyče: $d_{pi}=60\text{mm}$

Dodávaný tlak: $p=300\text{bar}=30\text{MPa}$

Požadované vysunutí: $l_v=350\text{mm}$

Rozteč mezi oky:

min.=650mm

max.=1000mm

6.4 Kontrola čepů nesoucí svěrky „grippers“

Pro kontrolu čepů nesoucí svěrky „grippers“ je potřeba přepočítat celkovou reakci R_G pro sevření průměru $D_{min}=60\text{mm}$ (řešení B v kapitole 6.3). Přepočet je proveden z důvodu volby velikosti hydraulického válce. Použité zkratky jsou uvedeny v kapitole 6.3 v obrázku 6.16.

Výpočet normálové síly F_N

$$M_G = 0$$

$$\frac{F_{HV}}{2} \cdot l_2 = F_N \cdot l_3 \rightarrow F_N$$

$$F_N = \frac{F_{HV} \cdot l_2}{2 \cdot l_3} = \frac{240441 \cdot 183}{2 \cdot 492} = 44716\text{N} \quad (6.58)$$

Výpočet reakcí

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ -\frac{F_{HV}}{2} + R_{Gx} + F_N &= 0 \rightarrow R_{Gx} \\ R_{Gx} &= \frac{F_{HV}}{2} - F_N = \frac{240441}{2} - 44716 = 75505N\end{aligned}\quad (6.59)$$

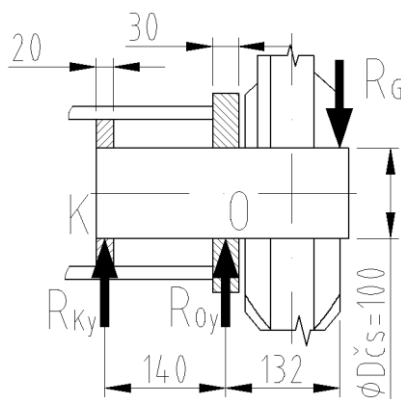
$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ R_{Gy} - \left(\frac{F_S}{2} + \frac{F_T}{4}\right) &= 0 \rightarrow R_{Gy} \\ R_{Gy} &= \frac{F_S}{2} + \frac{F_T}{4} = \frac{5004}{2} + \frac{29430}{4} = 9860N\end{aligned}\quad (6.60)$$

Výpočet celkové reakce R_G

$$R_G = \sqrt{R_{Gx}^2 + R_{Gy}^2} = \sqrt{75505^2 + 9860^2} = 76146N \quad (6.61)$$

Pevnostní kontrola čepu nesoucího svěrky „grippers“

Kontrola na ohyb



Obr. 6.19 Znázornění nosníku pro kontrolu čepu nesoucí svěrku

Výpočet maximálního ohybového momentu

$$M_O = R_G \cdot 77 = 76146 \cdot 132 = 10051272N \cdot mm \quad (6.62)$$

Výpočet průřezového modulu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot D_{cs}^3}{32} = \frac{\pi \cdot 100^3}{32} = 98175mm^3 \quad (6.63)$$

Výpočet napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{10051272}{98175} = 103 \text{ MPa} \quad (6.64)$$

Materiál čepu 1.4418, kterému dle Přílohy B přísluší tyto hodnoty

-Mez pevnosti v tahu: $R_m=900\text{MPa}$

-Mez kluzu: $R_e=700\text{MPa}$

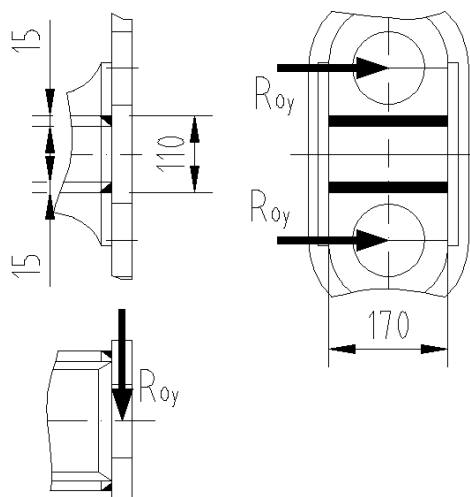
Čep nesoucí svěrku bezpečně vyhovuje.

Výpočet reakcí znázorněné na obr. 6.19

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ -R_G + R_{Ky} + R_{Oy} &= 0 \rightarrow R_{Ky} \\ R_{Ky} &= R_G - R_{Oy} = 76146 - 147941 = -71795 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.65)$$

$$\begin{aligned} M_K &= 0 \\ -R_{Oy} \cdot 140 + R_G \cdot (140 + 132) &= 0 \rightarrow R_{Oy} \\ R_{Oy} &= \frac{R_G \cdot (140 + 132)}{140} = \frac{76146 \cdot 272}{140} = 147941 \text{ N} \end{aligned} \quad (6.66)$$

6.5 Kontrola vybraného svarového spojení



Obr. 6.20 Znázornění kontrolovaného svaru

Výpočet smykového napětí svaru, zobrazeného na obr. 6.20

$$\tau_{II} = \frac{R_{Oy}}{2 \cdot 170 \cdot 15} = \frac{147971}{2 \cdot 170 \cdot 15} = 29 \text{ MPa} \quad (6.67)$$

Ze (4), volím součinitel $k_4=0,8$

Volím součinitel bezpečnosti $k=3$

V Příloze A je materiálový list oceli St52-3N, ze kterého jsou vyrobeny spojované díly.

Podle materiálového listu je hodnota meze kluzu $Re = 325MPa$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{II}}{k_4}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{29}{0,8}\right)^2} = 37MPa \leq \sigma_{Dt} = \frac{Re}{k} = \frac{325}{3} = 108MPa \quad (6.68)$$

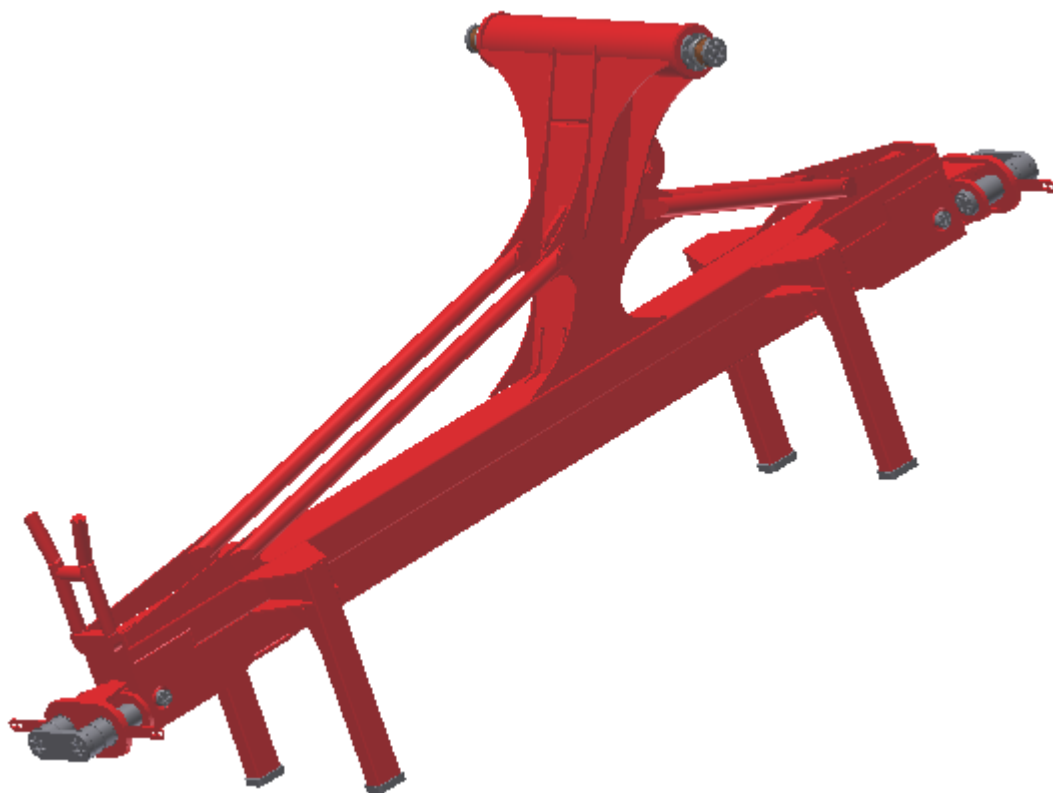
Navrhnutý svarový spoj bezpečně vyhovuje.

7 Závěr

Práce byla zaměřena na úpravu zvedacího zařízení trubek vrtné soustavy LOC400, „pipe handler“. V průběhu návrhu čtyř variant řešení byla vybrána varianta s prodlouženým hlavním ramenem, na jehož konci je umístěno uchopovací zařízení trubek „gripper beam“. Po dohodě jsem se v další části této práce zaměřil pouze na návrh optimalizace uchopovacího zařízení trubek „gripper beam“ a to pro změněný parametr zvedané trubky. Cílem bylo eliminovat problémy vznikající v původní konstrukci během provozu, snížit hmotnost a zjednodušit celou konstrukci. Navrženou konstrukci jsem pomocí metody MKP v [6] pevnostně zkontroloval. Výsledky redukovaného napětí ve Svařencích¹² vyšly největší pro stav, kdy bylo uchopovací zařízení ve stavu pootočení o 45°. Tato hodnota nepřesahuje $\sigma_{red}=135\text{MPa}$, což s porovnáním hodnoty meze kluz $R_e=325\text{MPa}$, představuje bezpečnost téměř 2,5. V této bezpečnosti je také zahrnut účinek únavy materiálu během provozu. Další kontrolu, rovněž pomocí MKP, jsem provedl pro situaci, kdy uchopovací zařízení dosedá na dosedací dorazy silným nárazem. Provedl jsem porovnání nově navržené konstrukce s původní, pro stejné okrajové podmínky. Výsledkem je snížení redukovaného napětí v kritických místech u nově navržené konstrukce. Následně jsem provedl ruční pevnostní kontrolu nezbytných spojovacích částí a také byla provedena kontrola sevření trubky.

Výsledkem navržené konstrukce je zvýšení tuhosti celé konstrukce, eliminace deformací dosedacích nohou, zjednodušení konstrukce a snížení hmotnosti o téměř 155 kg. Uchopovací zařízení se nachází na samém konci dlouhého hlavního ramene, které má délku více než 15m. Odlehčení na tomto rameni výrazně sníží silové poměry v pohonu hlavního ramene, což je příznivé pro celý cyklus zvedání.

Na závěr chci poděkovat firmě Huisman za poskytnutí nezbytných podkladů k provedení práce a panu Ing. J. Nečasovi, Ph.D. za spolupráci při vedení práce.



Obr. 8.1 Znázornění 3D modelu navržené konstrukce

8 Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky : pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. Úvaly : Albra, 2003, ISBN 80-86490-74-2
- [2] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : části spojovací*. Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 2007, ISBN 978-80-248-1290-8
- [3] ZELENÝ, J. *Stavba strojů – strojní součástí : učebnice pro střední průmyslové školy*. Brno : Computer press, 2003, ISBN
- [4] PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L. *Dopravní a manipulační zařízení IV*. Ostrava : skripta VŠB – TU Ostrava, 2004, ISBN 80-248-0537-5
- [5] AUTODESK, *AutoCad* [počítačový program]. Verze 2010. Počítačový program pro vytváření výkresové dokumentace .
- [6] AUTODESK, *Inventor* [počítačový program]. Verze 2011. Program pro vytváření 3D modelů.
- [7] Internetová stránka,
<http://www.mnd.cz/428/161/vs-bentec-350-ac/>
- [8] Internetová stránka,
<http://www.infoglobe.cz/zajimavosti/vrtne-plosiny-statfjord/>
- [9] Internetová stránka firmy Prestar,
Prestar, <http://www.prestar-lifting.cz>
- [10] Internetová stránka firmy Tedox,
Tedx, <http://www.tedox.cz>
- [11] Internetová stránka firmy Kavon,
Kavon, http://www.kavon.cz/specialni_manipulace_trubky.php
- [12] Internetová stránka firmy Huisman,
Huisman, <http://www.huisman.cz>
- [13] Internetová stránka,
[http://www.tribology-abc.com/Hertz line contact](http://www.tribology-abc.com/Hertz_line_contact)
- [14] Internetová stránka,
<http://www.energyweb.cz>

9 Seznam příloh

Příloha A: Materiálový list oceli St 52-3N

Příloha B: Materiálový list oceli 1.4418

Výkresy:

ZUR071-A07-68000-27-50

ZUR071-A07-68000-27-52

ZUR071-A07-68000-27-53

ZUR071-A07-68000-27-59-1_2

ZUR071-A07-68000-27-59-2_2

Obsah přiloženého CD:

Příloha A.pdf

Příloha B.pdf

Diplomová práce.pdf

ZUR071-A07-68000-27-50.pdf

ZUR071-A07-68000-27-52.pdf

ZUR071-A07-68000-27-53.pdf

ZUR071-A07-68000-27-59-1_2.pdf

ZUR071-A07-68000-27-59-2_2.pdf